

El remolque de escolta: propuesta fundamentada hacia la necesidad de la implementación de un remolcador versátil en el puerto exterior de La Coruña

Autor: José Manuel Pérez Canosa

Tesis doctoral UDC / Año 2017

Director: Santiago Iglesias Baniela

Tutor: Santiago Iglesias Baniela

Programa de doutoramento en ENERXÍA E PROPULSIÓN MARIÑA



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



SANTIAGO IGLESIAS BANIELA (NIF 71867911H), Titular de Universidad, Profesor de la UDC perteneciente al Departamento de Ciencias de la Navegación e Ingeniería Marina y con docencia en la ETS de Náutica y Máquinas de la UDC,

A U T O R I Z A

A José Manuel Pérez Canosa con NIF 47371194A, a la presentación para depósito y defensa de la Tesis, bajo su dirección, titulada: **"El remolque de escolta: propuesta fundamentada hacia la necesidad de la implementación de un remolcador versátil en el puerto exterior de La Coruña"**.

A Coruña a de julio de 2017

Vº Bº

El Director,

-Santiago Iglesias Baniela-



Departamento de Ciencias de la Navegación e Ingeniería Marina

E.T.S Náutica y Máquinas

TESIS DOCTORAL

**El remolque de escolta: propuesta fundamentada hacia la
necesidad de la implementación de un remolcador
versátil en el puerto exterior de La Coruña**

A Coruña a de julio de 2017

El Doctorando,

El Director,

-José Manuel Pérez Canosa-

-Santiago Iglesias Baniela-

A mi pequeña Inés, mi mayor ilusión

AGRADECIMIENTOS

Mi más sincero y eterno agradecimiento a mi Director Santiago Iglesias Baniela, tanto por los años en los que tuve la suerte de ser su alumno en la E.T.S. de Náutica y Máquinas, como por la dedicación, esfuerzo e innumerables horas de trabajo que de forma totalmente desinteresada ha invertido en la realización de esta Tesis, motivándome e incentivándome prácticamente de forma diaria, lo que hizo que esta laboriosa tarea de investigación se volviese amena y gratificante. Sinceramente, muchas gracias.

Quisiera también agradecer a los Prácticos del puerto de La Coruña la ayuda y permanente disponibilidad para colaborar en el acopio de documentación e información, que ha sido fundamental para finalizar esta investigación.

A Lauri, por estar a mi lado, por su positivismo y por sacarme siempre una sonrisa.

A mis queridos padres, José Manuel y María Jesús, por trasmitirme desde pequeño todos sus valores.

RESUMO

O accidente do petroleiro “*Exxon Valdez*” e a catástrofe medioambiental derivada do mesmo desencadeou finalmente a promulgación da *OPA 90*, e con ela, a obrigatoriedade do remolque de escolta como a ferramenta vital orientada a evitar as consecuencias que potencialmente se poden producir cando buques tanque perden o goberno e/ou a propulsión navegando por zonas especialmente sensibles próximas á costa. Anos máis tarde, varias terminais petrolíferas do norte de Europa comezaron a esixir o remolque de escolta, sendo o xerme da súa progresiva implantación no continente.

Os accidentes de petroleiros na Coruña e nas súas proximidades décadas atrás constitúen un exemplo paradigmático dos riscos e consecuencias derivados dun accidente destas características; de aí a necesidade de empregar tódolos medios posibles para evitalos. Ao novo porto exterior trasladarase todo o tráfico deste tipo de buques e por elo, partindo do estado da arte no mundo do remolque, nesta Tese analízase e, finalmente, propónse de modo fundamentado un tipo de remolcador versátil que, como elemento relevante do sistema de seguridade do porto, poida levar a cabo de modo eficiente as tarefas de remolque xenuíno de escolta e remolque portuario.

RESUMEN

El accidente del petrolero “*Exxon Valdez*” y la catástrofe medioambiental derivada del mismo desencadenó finalmente la promulgación de la *OPA 90* en EE.UU. y, con ella, la obligatoriedad del remolque de escolta como herramienta vital orientada a evitar las consecuencias que potencialmente se pueden producir cuando buques tanque pierden el gobierno y/o la propulsión navegando por zonas especialmente sensibles próximas a la costa. Años más tarde, varias terminales petrolíferas del norte de Europa comenzaron a exigir el remolque de escolta, siendo el germen de su progresiva implantación en el continente.

Los accidentes de petroleros en La Coruña y sus proximidades décadas atrás constituyen un ejemplo paradigmático de los riesgos y consecuencias derivados de un accidente de estas características; de ahí la necesidad de emplear todos los medios posibles para evitarlos. Al nuevo puerto exterior se trasladará todo el tráfico de este tipo de buques por ello, partiendo del estado del arte en el mundo del remolque, en esta Tesis se analiza y, finalmente, se propone de modo fundamentado un tipo de remolcador versátil que, como elemento relevante del sistema de seguridad del puerto, pueda llevar a cabo de modo eficiente las tareas de remolque genuino de escolta y remolque portuario.

ABSTRACT

The oil tanker “*Exxon Valdez*” accident and the subsequent environmental catastrophe triggered the promulgation of the *OPA 90* in USA and, with it, the escort towing as a compulsory vital tool focused on avoid the potential consequences which can take place when the steering and/or propulsion system on tankers transiting through sensitive areas near the coast are lost. Years later, several Northern Europe oil terminals started to demand the escort towing, being the germ of an ongoing implementation in the continent.

Decades ago, accidents of oil tankers in La Coruna and vicinity were a paradigmatic example of risks involved and consequences associated with this type of accidents; hence, the need to use all available means to prevent them as the traffic of these vessels be transferred to the outer harbour. In this Thesis, starting from the state of art in the towing world, a type of versatile tug is analysed and finally purposed in a reasoned way so that the tasks of genuine escort towing and harbour towing could be carried out in an efficient way to be a relevant element of the harbour safety system.

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE GENERAL	xvii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xxvii
LISTA DE ACRÓNIMOS	xxxvii
CAPÍTULO I. PLANTEAMIENTO GENERAL DE LA INVESTIGACIÓN	1
1.1 Introducción general.....	3
1.2 Marco referencial de la tesis.....	4
1.2.1 Introducción	4
1.2.2 Estado actual del conocimiento e hipótesis de partida	9
1.3 Metodología.....	11
1.4 Proceso de elaboración	15
1.4.1 Preparación, recopilación del material y análisis individualizado	15
1.4.2 Elaboración pormenorizada	15
1.5. Contenido	19
CAPÍTULO II. INTRODUCCIÓN HISTÓRICA.....	23
2.1 Génesis del remolque marítimo	25
2.1.1 Introducción	25
2.1.2 La experiencia europea.....	25
2.1.3 La experiencia americana	29
2.1.4 La evolución de los remolcadores y sus equipos.....	31
2.2 Marco referencial	37
2.3 Historia del remolque de escolta.....	39
2.3.1 Breve referencia al inicio de la conciencia medioambiental en la ciudadanía.....	39
2.3.2 La aparición del remolque de escolta.....	40
CAPÍTULO III. EL REMOLCADOR CONVENCIONAL COMO PUNTO DE PARTIDA HACIA LA NECESIDAD DE NUEVOS TIPOS DE REMOLCADORES MÁS EFICIENTES Y SEGUROS	49
3.1 Descripción general del remolcador convencional	51
3.2 El sistema de gobierno.....	56
3.2.1 El sistema <i>towmaster</i> y los timones <i>flanking</i>	56
3.2.2 El timón cola de pez o <i>schilling rudder</i>	58
3.2.3 El timón de aleta o <i>flap rudder</i>	59
3.3 El sistema de propulsión.....	60
3.4. Principales riesgos al trabajar con un remolcador convencional	64

3.4.1	Riesgos al tomar el remolque por la proa (“ <i>stemming</i> ”)	66
3.4.2	Riesgo de tumbado por la proa y por la popa (“ <i>girting</i> ”) y riesgo de abarloado por la proa (“ <i>tripping</i> ”)	68
CAPÍTULO IV. LOS TIPOS DE REMOLCADORES EMPLEADOS EN EL REMOLQUE DE ESCOLTA.....		77
4.1	El remolcador <i>tractor Voith Schneider</i> o de hélices cicloidales	79
4.1.1	Génesis de la hélice cicloidal	79
4.1.2	Nuevo perfil de la pala para las hélices <i>VSP</i>	81
4.1.3	El control mecánico de la hélice <i>VSP</i>	87
4.1.4	Características principales del remolcador <i>tractor Voith (VWT)</i>	91
4.1.4.1	Introducción.....	91
4.1.4.2	Las unidades propulsoras	93
4.1.4.3	La plancha de protección.....	94
4.1.4.4	El diseño del casco	99
4.1.4.5	El quillón “ <i>skeg</i> ”	101
4.1.4.6	El equipo de remolque “ <i>towing gear</i> ”	103
4.1.4.7	El control del remolcador	106
4.1.4.8	Funciones auxiliares del remolcador	109
4.1.5	El <i>Voith Turbo Fin</i>	109
4.2.	El remolcador de hélices acimutales a popa (<i>ASD</i>).....	116
4.2.1.	Introducción: descripción general de la hélice acimutal	116
4.2.2	Descripción general del remolcador	119
4.2.3	El sistema de control y gobierno de las hélices acimutales	128
4.2.3.1	El sistema de control electrónico independiente para cada hélice.....	128
4.2.3.2	Control combinado de las hélices acimutales	134
4.3	El remolcador de hélices acimutales a proa	136
4.3.1	Introducción	136
4.3.2	Características principales	138
4.3.2.1	Las hélices acimutales.....	138
4.3.2.2	El punto de remolque	140
4.3.2.3	El quillón “ <i>skeg</i> ” u orza fija.....	141
4.3.2.4	Comparación <i>tractor-Z</i> vs. <i>tractor Voith</i>	142
4.3.2.5	Comparación <i>tractor-Z</i> vs. <i>ASD</i> a la hora de maniobrar	142
4.3.2.6	Las planchas de protección de las hélices	143
4.3.2.7	Capacidades.....	143
4.3.3	El control de las hélices acimutales.....	144

4.4	El remolcador <i>Rotor Tug</i>	146
4.4.1	Introducción	146
4.4.2	Los requisitos de diseño originales	149
4.4.3	Análisis hidrodinámico.....	153
4.4.3.1	Interacción entre las hélices.....	153
4.4.3.2	Estabilidad de rumbo	154
4.4.3.3	Capacidades para prestar asistencias portuarias y de remolque de escolta ...	155
4.4.4	La primera propuesta de diseño y construcción de un remolcador de escolta <i>Rotor Tug</i> versátil.....	157
4.4.4.1	Requisitos establecidos por el armador.....	158
4.4.4.2	Las soluciones propuestas para alcanzar el remolcador versátil	160
4.4.4.3	Pruebas de modelo.....	162
4.4.5	La alianza entre <i>Rotortug BV</i> y <i>Robert Allan Ltd.</i> para el diseño y construcción de remolcadores <i>Rotor Tug</i>	163
4.4.6	El quillón retráctil	168
4.5	Prototipos de remolcadores de escolta de última generación con propulsión a proa y popa.....	171
4.5.1	El remolcador <i>EDDY</i>	171
4.5.1.1	Introducción.....	171
4.5.1.2	El primer remolcador de la clase <i>EDDY</i> : El “ <i>Eddy I</i> ”	172
4.5.1.3	Características	174
4.5.1.4	El control del remolcador	177
4.5.1.5	Capacidades del remolcador	178
4.5.1.6	El sistema de propulsión	181
4.5.1.7	Estudio comparativo entre los remolcadores <i>EDDY</i> y <i>ASD</i>	183
4.5.1.7.1	La resistencia al avance	184
4.5.1.7.2	La estabilidad	185
4.5.1.7.3	El punto de remolque	186
4.5.1.7.4	Comportamiento en la mar.....	186
4.5.1.7.5	Capacidades en la maniobra de escolta	187
4.5.1.8	Criterios generales clave del remolcador <i>EDDY</i>	187
4.5.1.9	Los proyectos del remolcador <i>EDDY</i>	188
4.5.2	EL remolcador <i>RAVE</i>	189
4.5.2.1	El remolcador <i>RAVE Carrousel</i>	191

CAPÍTULO V.	PRINCIPALES EVOLUCIONES REALIZADAS EN EL DISEÑO DE LOS REMOLCADORES DE ESCOLTA.....	195
5.1	Introducción.....	197
5.2	El papel relevante del diseño en la seguridad general de los remolcadores.....	197
5.3	Investigaciones sobre el diseño del casco del remolcador <i>ASD</i> para su aplicación como remolcador de escolta.....	201
5.4	Comparación de las capacidades del remolcador <i>ASD</i> y <i>tractor Voith</i> mediante programas informáticos	205
5.5	Modificaciones realizadas en remolcadores <i>ASD</i> existentes para mejorar sus capacidades en las operaciones de escolta	208
5.5.1	Los apéndices: quilla de cajón, quillas de balance, quillón de escolta y bulbo a proa.....	210
5.5.2	Optimización del remolcador de escolta <i>ASD “Thorax”</i>	214
5.6	Estudio comparativo del rendimiento hidrodinámico de los remolcadores de escolta <i>tractor Voith</i> , <i>tractor-Z</i> y <i>ASD</i>	220
5.6.1	Introducción	220
5.6.2	Diseños propuestos: remolcador <i>tractor Voith</i> , <i>tractor-Z</i> y <i>ASD</i>	221
5.6.3	Las pruebas realizadas con los modelos	224
5.7	Evolución de los diseños de los cascos de los remolcadores <i>tractor Voith</i>	227
5.8	Análisis del efecto de la instalación de un bulbo de proa en un remolcador de escolta <i>tractor Voith</i>	229
CAPÍTULO VI.	LAS FUENTES DE ENERGÍA DE LOS SISTEMAS DE PROPULSIÓN EN LOS REMOLCADORES DEL FUTURO	233
6.1	Introducción.....	235
6.2	Combustibles fósiles.....	236
6.3	<i>LNG</i>	237
6.3.1	Almacenamiento del <i>LNG</i>	238
6.3.2	Toma de combustible	239
6.3.3	Situación de compromiso	239
6.3.4	El primer remolcador de escolta propulsado únicamente con <i>LNG</i>	241
6.3.5	Nuevos proyectos de remolcadores duales (serie <i>RANGLer</i>)	244
6.3.6	Los primeros remolcadores duales <i>RAstar 4000 DF</i>	246
6.4	Completamente eléctrico	248
6.5	Híbridos	248
6.5.1	El primer remolcador híbrido del mundo	250
6.5.2	El primer remolcador híbrido en europa.....	251

CAPÍTULO VII. ANÁLISIS DEL REMOLQUE DE ESCOLTA, MÉTODOS DE ASISTENCIA, ESTABILIDAD Y LAS SOCIEDADES DE CLASIFICACIÓN	257
7.1 Introducción al remolque de escolta.....	259
7.2 Concepto	260
7.3 El primer remolcador genuino de escolta	261
7.4 Factores que afectan a la maniobra de escolta.....	263
7.4.1 Navegación activa “ <i>tethered</i> ” y pasiva “ <i>untethered</i> ”	263
7.4.2 La velocidad.....	263
7.4.3 Energía cinética	265
7.4.4 El ancho del canal.....	266
7.4.5 Tiempo de reacción o respuesta	266
7.4.6 Eficiencia del diseño del remolcador	267
7.4.7 La competencia del práctico y las tripulaciones.....	267
7.5 Consideraciones generales sobre el remolque de escolta.....	268
7.5.1 El nacimiento del concepto de “ <i>butterfly diagram</i> ” en los remolcadores de escolta.....	268
7.5.2 La fuerza de gobierno requerida en la escolta “ <i>tonnes of steering pull</i> ”	272
7.5.3 La necesidad del remolcador genuino de escolta en relación con los costes asociados.....	274
7.5.4 La formación de las tripulaciones.....	275
7.5.5 La importancia de las pruebas realizadas en simuladores, de modelos a escala y en situaciones reales.....	277
7.5.5.1 Comentarios sobre algunas pruebas realizadas con remolcadores <i>ASD</i>	280
7.5.5.2 Comentarios sobre algunas pruebas realizadas con remolcadores <i>tractor Voith</i>	282
7.5.6 Capacidades del remolcador de escolta.....	284
7.5.7 Maniobras recomendadas tras detectar una avería a bordo del buque	286
7.5.8 La comunicación entre el remolcador y el buque escoltado durante la maniobra.....	287
7.5.9 Cálculo de la distancia necesaria para frenar la arrancada del buque escoltado ...	289
7.5.10 Maniobra de hacer firme la línea de remolque por la popa de un buque con arrancada.....	293
7.5.11 Maniobra de hacer firme el remolque por la proa de un buque con arrancada	296
7.5.11.1 Introducción.....	296
7.5.11.2 El remolcador <i>ASD</i> trabajando sobre su popa y sobre su proa	297
7.5.11.3 El remolcador tipo <i>tractor</i> trabajando sobre su popa.....	299
7.5.11.4 El remolcador <i>Rotor Tug</i> trabajando sobre su proa o popa	299

7.6	El remolque de escolta con remolcadores portuarios	301
7.7	Métodos de navegación durante el remolque de escolta previos a la intervención del remolcador: el remolque de escolta activo y pasivo.....	303
7.7.1	Navegación o remolque de escolta activo.....	303
7.7.2	Navegación o remolque de escolta pasivo.....	304
7.7.3	Recomendaciones respecto al tipo de navegación a efectuar.....	305
7.8	Métodos de asistencia activos.....	306
7.8.1	Introducción	306
7.8.2	El método directo.....	308
7.8.3	El método indirecto.....	308
7.8.4	Comparación de los métodos directo vs. indirecto	312
7.8.5	El método de asistencia dinámica “ <i>dynamic ship assist operation</i> ”	316
7.8.6	Métodos de asistencia activos con remolcadores <i>tractor Voith</i> y remolcadores de dos hélices acimutales (ASD y <i>tractor-Z</i>)	317
7.8.6.1	Método directo con el remolcador <i>tractor Voith</i>	319
7.8.6.2	Métodos directos con el remolcador ASD y <i>tractor-Z</i> : <i>Reverse arrest</i> y <i>transverse arrest</i>	320
7.8.6.2.1	Introducción	320
7.8.6.2.2	<i>Reverse arrest</i>	321
7.8.6.2.3	<i>Transverse arrest</i>	323
7.8.6.2.4	<i>Transverse</i> y <i>reverse arrest</i> como métodos complementarios	324
7.8.6.3	Métodos indirectos	325
7.8.6.3.1	Introducción	325
7.8.6.3.2	Método indirecto puro o <i>pure indirect</i>	327
7.8.6.3.3	Método <i>powered indirect</i>	329
7.8.6.3.4	Método de frenado indirecto o <i>indirect braking</i> (<i>tractor Voith</i>)	332
7.8.6.3.5	Método combinado o <i>combination mode</i> (ASD y <i>tractor-Z</i>)	332
7.8.7	Método <i>tándem</i> o <i>team towing</i>	333
7.8.7.1	Introducción.....	333
7.8.7.2	Génesis del método <i>tándem</i>	334
7.8.7.3	Concepto y maniobra	336
7.8.7.4	El método <i>T² Deployed</i>	338
7.8.7.5	Derrota del buque hacia el fondeadero con el método <i>T²D</i>	340
7.8.7.6	Procedimientos.....	341
7.8.8	Método timón o <i>rudder tug mode</i>	342
7.8.9	Métodos directos “ <i>direct arrest modes</i> ” y dinámicos “ <i>dynamic arrest modes</i> ” de asistencia del remolcador <i>Rotor Tug</i>	346

7.8.9.1	Métodos directos “ <i>direct arrest modes</i> ”	346
7.8.9.1.1	<i>Revese arrest</i>	347
7.8.9.1.2	<i>Transverse arrest</i>	348
7.8.9.2	Métodos dinámicos “ <i>dynamic arrest modes</i> ”	349
7.8.9.2.1	Método indirecto	349
7.8.9.2.2	Método combinado	350
7.8.10	Análisis comparativo de los distintos métodos de asistencia de escolta entre el remolcador <i>Rotor Tug</i> y el resto de remolcadores de escolta típicos (<i>tractor Voith</i> y <i>ASD</i>).....	351
7.8.11	El método de asistencia “ <i>rotoring</i> ” del remolcador <i>Rotor Tug</i>	354
7.8.12	Comparación de los parámetros de la asistencia de escolta del remolcador <i>Rotor Tug</i> respecto al resto de remolcadores típicos de escolta según diagramas polares....	358
7.9	Estudio comparativo de las capacidades de los remolcadores con propulsión omnidireccional más potentes de la actualidad en base a la experiencia adquirida	362
7.10	La estabilidad de los remolcadores de escolta.....	365
7.10.1	Consideraciones generales	365
7.10.2	Comparación de la estabilidad entre el remolcador <i>tractor-Z</i> y el <i>ASD</i>	367
7.10.3	El equilibrio lateral de las fuerzas en el método indirecto	368
7.10.4	El momento escorante generado por la línea de remolque y el momento adrizante generado por el empuje de las hélices	373
7.10.5	El momento adrizante interno del remolcador para conseguir el estado de equilibrio como respuesta al momento escorante generado por todas las fuerzas externas actuantes... ..	375
7.10.6	Compendio de las características de estabilidad en un remolcador de escolta.....	376
7.11	Las Sociedades de Clasificación en el diseño de los remolcadores de escolta.....	378
7.11.1	Introducción	378
7.11.2	Las Sociedades de Clasificación <i>DNV GL</i> y <i>BV</i>	380
7.11.2.1	La notación del remolcador de escolta y las pruebas reales	381
7.11.2.2	Preparación de la prueba	382
7.11.2.3	Parámetros operacionales	385
7.11.2.4	Registros durante las pruebas reales	386
7.11.2.5	Informe de las pruebas	387
7.11.2.6	Estabilidad	388
7.11.2.7	Consideraciones acerca del equipo de remolque para la notación como remolcador de escolta según <i>BV</i>	391

CAPÍTULO VIII. LAS LÍNEAS DE REMOLQUE Y LAS MAQUINILLAS	395
8.1 El equipo de remolque a bordo del buque escoltado.....	397
8.1.1 Gateras cerradas vs guías de rodillos a bordo de los buques asistidos	398
8.2 Las líneas de remolque	400
8.2.1 El calabrote “ <i>stretcher</i> ”	404
8.2.2 Características de los cabos de remolque	405
8.2.2.1 Resistencia y peso	405
8.2.2.2 Resistencia a la abrasión	406
8.2.2.3 Fatiga	411
8.2.2.4 Resistencia al calor	411
8.2.2.5 Resistencia ultravioleta	412
8.2.2.6 Reacción química	412
8.2.3 Inspección y mantenimiento del cabo	412
8.2.4 Los nudos.....	414
8.2.5 La unión del mensajero y el cabo de remolque	416
8.3 Las maquinillas.....	417
8.3.1 Introducción	417
8.3.2 Maquinillas convencionales y de tensión constante	418
8.3.3 Maquinillas asimétricas <i>Render-Recover</i>	419
8.3.4 Maquinillas hidráulicas vs. eléctricas.....	422
8.3.4.1 Eficiencia energética.....	423
8.3.4.2 Tamaño y peso	424
8.3.4.3 Complejidad de control	424
8.3.4.4 Mantenimiento rutinario.....	425
8.3.4.5 Medio ambiente y factor humano.....	426
8.3.4.6 Instalación y costes.....	426
CAPÍTULO IX. ESTUDIO DE LAS CONDICIONES PARTICULARES DEL PUERTO EXTERIOR DE LA CORUÑA EN PUNTA LANGOSTEIRA.....	429
9.1 Introducción.....	431
9.2 Descripción del puerto.....	431
9.3 Estudios efectuados más relevantes	434
9.3.1 Análisis de los requisitos necesarios para el sistema de escolta.....	435
9.3.1.1 Principio de equivalencia	435
9.3.1.2 Principio de suficiencia	436
9.3.1.3 Análisis de operaciones y análisis de sistemas	436

9.3.1.4	Componentes del análisis	438
9.4	La flota de remolcadores	439
9.5	Puntos de embarque de los prácticos	441
9.6	Condiciones meteorológicas	442
9.6.1	El viento	442
9.6.2	El oleaje	445
9.6.3	Las corrientes	447
9.6.4	Las mareas	447
9.6.5	Agua bajo la quilla <i>UKC</i> y posibilidades de acceso de acuerdo a la sonda actual.....	449
9.7	Maniobra de entrada en condiciones normales	451
9.7.1	Viento del NE y oleaje del NW	452
9.7.2	Viento del SW y oleaje del NW	453
9.7.3	Viento del NW y oleaje del NW	454
9.7.4	Otras combinaciones de oleaje y viento	455
9.8	Maniobra de salida en condiciones normales	458
9.9	Punto de no retorno	458
9.10	Fondeaderos	459
9.10.1	Fondeadero A	460
9.10.2	Fondeadero B	461
9.10.3	Fondeadero C	461
CAPÍTULO X. CONCLUSIONES Y DIRECTRICES PARA INVESTIGACIONES FUTURAS		463
10.1	Consideraciones preliminares sobre el remolque de escolta	465
10.1.1	Introducción	465
10.1.2	La situación de compromiso entre las asistencias portuarias y el remolque de escolta.....	466
10.1.3	La evolución del remolque de escolta	468
10.1.4	Hacia la versatilidad	470
10.2	Consideraciones de carácter general sobre la propuesta	471
10.3	Fundamento y proceso analítico de la propuesta desde un punto de vista náutico ...	474
10.4	Análisis comparativo	476
10.4.1	Las fuerzas de gobierno y frenado generadas sobre el buque escoltado	476
10.4.2	La estabilidad	480
10.4.3	La redundancia	480
10.4.4	La escora inicial tras una avería en los propulsores.....	481

10.4.5	El control del empuje	484
10.4.6	El empuje sobre un buque con muchos finos	485
10.4.7	La maniobra de hacer firme la línea de remolque por la proa y por la popa de un buque con velocidad.....	485
10.4.8	El comportamiento en la mar en condiciones de mal tiempo	487
10.4.9	El riesgo del manejo de las líneas de remolque durante las operaciones	488
10.4.10	La instalación	488
10.4.11	Fuentes de energía alternativas.....	489
10.4.12	Conclusiones	490
10.5	Propuesta de diseño de remolcador <i>Rotor Tug</i>	494
10.6	Directrices de las futuras investigaciones.....	499
CAPÍTULO XI. BIBLIOGRAFÍA		505
11.1	Artículos de las convenciones <i>ITS</i>	507
11.2	Bibliografía general	516
11.3	Artículos de prensa relacionados con el puerto de La Coruña.....	527
11.4	Internet	527
11.4.1	Páginas web consultadas	527
11.4.2	Sociedades de Clasificación.....	529
11.4.3	Organizaciones internacionales	529

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	Esquema secuencial y lógico de la investigación científica.....	12
Figura 1.2	Metodología empleada en la presente Tesis Doctoral.....	14
Figura 1.3	Pasos significativos en el proceso de elaboración de la Tesis Doctoral	17
Figura 1.4	Etapas en el proceso de elaboración de la Tesis Doctoral	18
Figura 2.1	Vista de costado en una maqueta del primer remolcador de la historia “Charlotte Dundas”.....	26
Figura 2.2	Fases de control del buque.....	38
Figura 2.3	Representación de la retirada de los petroleros monocasco por exigencias de la OPA 90 y el MARPOL.....	43
Figura 2.4	Porcentaje de las causas de los accidentes en zonas portuarias.....	45
Figura 2.5	Representación de la reducción del riesgo de accidente según las medidas tomadas.....	46
Figura 2.6	Los diez mayores desastres de buques que produjeron derrames de hidrocarburos.....	46
Figura 3.1	Remolcador típico convencional americano “Scott T. Slatten”	51
Figura 3.2	Remolcador típico convencional europeo “Hermes”	52
Figura 3.3	Vista de costado de un remolcador convencional con su forma clásica de obra.. ..	55
Figura 3.4	Vista de costado de un remolcador convencional moderno de la serie Sanmar (GA Dogancay).. ..	55
Figura 3.5	Sistema de propulsión y gobierno del remolcador “Jabba” con dos hélices CPP con sendas toberas y dos timones flanking a proa de cada una de las hélices.....	56
Figura 3.6	Detalle del sistema NautiCAN instalado en un remolcador con dos hélices de tres palas.....	57
Figura 3.7	Representación del flujo de agua a lo largo de la pala del timón Schilling, donde se observa a vista de pájaro su característica forma de cola de pez.. ..	58
Figura 3.8	Vista lateral de un timón Schilling MonoVec.....	59
Figura 3.9	Buque Ro-Pax “Tanit” de 210 m de eslora con dos timones de aleta colgados.....	60
Figura 3.10	Remolcador convencional “Boka Sky” con timón-tobera y un timón de aleta fijo “flap” instalado en su parte de popa.....	64
Figura 3.11	Presión de agua en torno al buque y crestas y senos que se forman como consecuencia de ello	65
Figura 3.12	Representación de las líneas de agua y los campos de presión generados a lo largo de la eslora de un buque con arrancada avante	65
Figura 3.13	Representación del riesgo del “stemming”.....	66
Figura 3.14	Fenómeno de “girting” por la proa del buque asistido.....	69
Figura 3.15	Secuencias del tumbado o “girting” del remolcador convencional “Diver Master”	70
Figura 3.16	Detalle del gancho de remolque del remolcador “Diver Master” con la gaza del cabo de remolque enganchada después de haber sido reflotado.....	71
Figura 3.17	Fenómeno de “tripping” en un remolcador convencional y en un tractor Voith.....	72
Figura 3.18	Fenómeno del vuelco o “girting” en un remolcador convencional por la popa del buque asistido.....	73
Figura 3.19	Brazos adrizantes y escorantes en un remolcador convencional con y sin gancho de remolque radial, el cual representa una mejora sustancial.....	74

Figura 3.20	Remolcador convencional “Bizcor” con el cabo de remolque en tensión trabajando sobre el gancho radial por el través de babor.....	74
Figura 3.21	Remolcador convencional con el punto de remolque (R) situado en el gancho o maquinilla de remolque: la distancia entre R y E es el brazo de giro.....	75
Figura 3.22	Remolcador convencional con la línea de remolque laboreando por una trapa o retenida situada en la vertical de la hélice.....	76
Figura 3.23	Remolcador convencional “Kronos” durante una maniobra de asistencia en puerto haciendo uso de una trapa o “gob rope”.....	76
Figura 4.1	Remolcador “Stier” en el museo marítimo de Bremerhaven, primer remolcador de la historia con propulsión Voith.....	81
Figura 4.2	Perfiles de una pala de la sección transversal de una hélice Voith: el perfil estándar y el nuevo perfil más eficiente.....	83
Figura 4.3	Primer plano de la hélice Voith de Br. del remolcador de escolta “Velox” donde se puede apreciar el nuevo diseño de las palas.....	84
Figura 4.4	Primer plano de una de las palas de una hélice Voith del remolcador de escolta “Velox”.....	84
Figura 4.5	Ilustración en ACAD de la hélice Voith mod. 36R6/255-2 con una potencia de entrada a la hélice de 3380 kW.....	85
Figura 4.6	Hélice con su nuevo diseño antes de proceder a su mecanizado.....	86
Figura 4.7	Remolcador de escolta tractor Voith “Response”.....	86
Figura 4.8	Remolcador de escolta tractor Voith “Baut”.....	87
Figura 4.9	Consola de gobierno típica de un remolcador tractor Voith con la rueda de gobierno y las palancas de paso.....	88
Figura 4.10	Consola de gobierno moderna del remolcador tractor Voith de escolta “Velox” dividida en dos en torno al sillón del capitán.....	88
Figura 4.11	Representación esquemática de las líneas mecánicas de conexión desde el puesto de control en el puente hasta las hélices.....	89
Figura 4.12	Representación de las maniobras más básicas en un remolcador tractor Voith.....	90
Figura 4.13	Representación de un remolcador de escolta tractor Voith con la disposición de las partes principales.....	92
Figura 4.14	Vista lateral de un remolcador tractor Voith de escolta (“Nanuq”) donde se pueden apreciar la ubicación de los puntos de remolque, de empuje y de propulsión.....	93
Figura 4.15	Función de protección de la plancha protectora de las hélices al evitar la colisión de las propias palas con un bajo rocoso.....	94
Figura 4.16	Función de protección de la plancha protectora de las hélices cuando el remolcador trabaja al costado del buque y adquiere una escora importante.....	95
Figura 4.17	Remolcador tractor Voith “Sertosa Veintiséis” en un varadero.....	96
Figura 4.18	Montaje del rotor de la hélice Voith del remolcador de escolta “Tenax” construido por astilleros Gondán en 2005 para un armador noruego.....	96
Figura 4.19	Primer plano de las dos hélices Voith del remolcador de escolta “Tenax”.....	97
Figura 4.20	Plancha de protección del remolcador de escolta “Tenax” antes de su montaje.....	98
Figura 4.21	Primer plano de la ranura o “slot” de la hélice de estribor del remolcador de escolta “Tenax”.....	98
Figura 4.22	Remolcador de escolta “Baut” y la distribución de las defensas.....	99
Figura 4.23	Remolcador “Baut” navegando de popa.....	100
Figura 4.24	Vista del quillón del remolcador de escolta tractor Voith “Velox”.....	101

Figura 4.25	Guías de remolque “towing staple”. La típica del remolcador “Sertosa Veintiocho” y un diseño más moderno en el remolcador de escolta “Velox”.....	103
Figura 4.26	Guía retráctil del extremo de popa del remolcador de escolta tractor Voith “Velox”.....	105
Figura 4.27	Remolcador portuario tractor Voith “Sertosa Veintiocho” en el puerto de La Coruña.	108
Figura 4.28	Remolcador de escolta “Tenax” del operador noruego Østensjø Rederi AS.....	108
Figura 4.29	Comparación del resultado que produce el Efecto Magnus en un cilindro sin girar y otro girando en la corriente de un fluido.....	110
Figura 4.30	Representación del Efecto Magnus en un cilindro rotatorio inmerso en la corriente de un fluido.....	111
Figura 4.31	Comparación entre las fuerzas de gobierno y frenado generadas por un quillón convencional respecto a un quillón con el sistema VTF.....	111
Figura 4.32	Esquema de las condiciones del flujo que incide sobre el quillón según lleve montado o no un VTF.....	112
Figura 4.33	Primer plano visto desde popa del cilindro rotatorio del VTF del remolcador de escolta “Velox”.....	113
Figura 4.34	Remolcador tractor Voith mostrando la dirección de rotación del VTF: girando en sentido contrario a las agujas del reloj y en el sentido de las agujas del reloj.....	113
Figura 4.35	Detalle del proceso de instalación de un VTF en el remolcador de escolta “Velox”.....	115
Figura 4.36	Hélices acimutales CPP Schottel del remolcador de escolta ASD “Constante Neri” (mod. SRP 3030CP de 3000 mm. Ø).....	117
Figura 4.37	Hélice acimutal ThrustMaster y hélice acimutal Schottel.....	117
Figura 4.38	Vista lateral de un típico remolcador de puerto ASD (“Smit Ebro”) donde se pueden apreciar la ubicación de los puntos de remolque, de empuje y de propulsión.....	120
Figura 4.39	Vista de proa de un remolcador de puerto ASD (“Smit Ebro”).	120
Figura 4.40	Remolcador ASD “Kinross” empleando el método push-pull.....	122
Figura 4.41	Remolcador de escolta-rompehielos “Ocean Tundra” durante su botadura en un astillero de Quebec y asistido por una serie de globos inflables instalados alrededor del casco.....	123
Figura 4.42	Disposición aproximada que adopta la línea de ejes desde la salida en el motor hasta la vertical de la hélice acimutal en un remolcador ASD.....	124
Figura 4.43	Remolcador de escolta ASD “Constante Neri”.....	124
Figura 4.44	Remolcador de escolta ASD “Constante Neri” en seco en los astilleros Gondán (Castropol, Asturias) apoyándose sobre la quilla de cajón situada en la línea de crujía.....	125
Figura 4.45	Detalle de la quilla de cajón “box keel” vista de proa y lateralmente hacia popa en el remolcador de escolta “Costante Neri”.....	126
Figura 4.46	Detalle de la maquinilla de proa y su guía-cabos en el remolcador de escolta ASD “Bourbon Yack”.....	127
Figura 4.47	Consola de control de mando Aquamaster del remolcador de puerto ASD “Adsteam Ferriby” construido en astilleros Damen.....	129
Figura 4.48	Mando típico de control Schottel en un remolcador ASD de puerto en el que se aprecia el indicador de la dirección del empuje graduado en la base de la plataforma (construido en astilleros Armón en el año 2002 para un armador ruso).....	130
Figura 4.49	Mando de control de una hélice acimutal Aquamaster en el remolcador ASD con base en La Coruña “Sertosa Treinta y dos”.....	130
Figura 4.50	Mando de control de las hélices Aquamaster.....	131
Figura 4.51	Diagrama del sistema de control de una hélice acimutal del fabricante Aquamaster.....	132

Figura 4.52	Detalle del sistema de control de una de las dos hélices acimutales del fabricante Ulstein en un remolcador ASD.....	133
Figura 4.53	Sistema típico de control combinado del fabricante Aquamaster para dos hélices acimutales de popa y la hélice transversal de proa	135
Figura 4.54	Vista en navegación del primer remolcador tractor-Z, el “Janus” con el nombre de “Eerland 26”	137
Figura 4.55	Detalle de las dos hélices acimutales a proa y el quillón a popa en el remolcador tractor-Z “Jan Leenheer” (ex “Janus”, ex “Eerland 26”).....	137
Figura 4.56	Vista de costado del remolcador tractor-Z “SD Reliable” donde se aprecian las hélices acimutales, la plancha de protección de las mismas y el quillón.....	139
Figura 4.57	Vista de popa del remolcador tractor-Z “SD Reliable”	139
Figura 4.58	Punto de remolque instalado en la popa del remolcador tractor-Z “SD Reliable”	140
Figura 4.59	Vista lateral de un típico remolcador de puerto tractor-Z (“SD Resouceful”) donde se pueden apreciar la ubicación de los puntos de remolque, de empuje y de propulsión.....	140
Figura 4.60	Detalle de la estructura de protección de las hélices acimutales de un remolcador tractor-Z.....	143
Figura 4.61	Vista en navegación del remolcador tractor-Z “SD Reliable” que entró en servicio en 2009.....	144
Figura 4.62	Consola de mando en el puente del remolcador tractor-Z “SD Reliable” con los controles de las dos hélices del fabricante Aquamaster situados a ambos lados del sillón del capitán	145
Figura 4.63	Vista en 3D de un remolcador Rotor Tug.....	146
Figura 4.64	Disposición de las tres hélices acimutales en un remolcador Rotor Tug.....	147
Figura 4.65	Remolcador Rotor Tug “RT Pioneer” con la línea de remolque trabajando sobre el punto de remolque de popa bajo los finos de proa del buque asistido.	148
Figura 4.66	Plano de formas del remolcador Rotor Tug original.....	150
Figura 4.67	Comparación de las fuerzas transversales generadas por la hélice acimutal de popa de un remolcador Rotor Tug y el quillón de un remolcador tipo tractor.	155
Figura 4.68	Vista lateral del ART Tug serie 80-32 (“RT Emotion”) donde se pueden apreciar la ubicación de los puntos de remolque, de empuje y de propulsión tanto a proa como a popa.....	156
Figura 4.69	Remolcador de escolta Rotor Tug diseño ART 100-37 con bulbo a proa.....	164
Figura 4.70	Remolcador ART 80-32 “SD Tempest” construido por los astilleros Damen antes de su entrega.....	166
Figura 4.71	Planos de perfil y en planta de la cubierta principal del remolcador Rotor Tug diseño ART 80-32.....	167
Figura 4.72	Remolcador “Eddy 1” durante las operaciones de puesta a flote.....	173
Figura 4.73.	Dibujo del remolcador EDDY en el que se aprecia la situación de los dos puntos de remolque.....	174
Figura 4.74	Remolcador “Eddy 1” en navegación.....	176
Figura 4.75	Remolcador “Eddy 1” evolucionando donde en primer plano se observa la cabeza de la maquinita de remolque.....	176
Figura 4.76	Remolcador EDDY empleando el método indirecto de escolta, pasando de un costado a otro del buque.....	178
Figura 4.77	Detalle del remolcador “Eddy 1” trabajando en las proximidades de los finos de popa de un buque.....	180

Figura 4.78	Representación de la asistencia del remolcador EDDY durante el tránsito de un buque por un paso estrecho trabajando con dos líneas de remolque.....	181
Figura 4.79	Representación de la maniobra de atraque en un espacio reducido del remolcador EDDY.....	181
Figura 4.80	Comparación del remolcador de la serie EDDY 30, el remolcador de referencia ASD 30 y un ASD de 30 m de eslora existente, con las mismas dimensiones y potencia.....	184
Figura 4.81	Dibujo del remolcador RAVE con los dos propulsores cicloidales alineados en la línea de crujía y con bulbo a proa.....	190
Figura 4.82	Equilibrio de fuerzas en un remolcador convencional provisto del sistema Carrousel prestando el método indirecto de asistencia.....	192
Figura 4.83	Dibujo del remolcador RAVE Carrousel.....	193
Figura 5.1	Elementos críticos de los que depende la seguridad de un remolcador.....	198
Figura 5.2	Componentes de los elementos críticos.....	198
Figura 5.3	Representación del incremento de estabilidad originado por el “sponson” del costado de estribor al sumergirse en el agua como consecuencia de la escora en un remolcador tractor Voith.....	202
Figura 5.4	Remolcador ASD “SL Curtis Island” de la serie RAstar de Robert Allan Ltd.....	204
Figura 5.5	Remolcador ASD “GPC Barú” de la serie RAmparts 3200-CL de Robert Allan Ltd.....	204
Figura 5.6	Remolcador ASD “Seaspan Resolution” de la serie RAZer 3000 de Robert Allan Ltd.....	205
Figura 5.7	Tabla comparativa de las características de los diseños de remolcadores de escolta ASD y tractor Voith propuestos, donde F_s y F_b son las fuerzas de gobierno y frenado (calculadas) respectivamente.....	207
Figura 5.8	Remolcador de escolta ASD “Aleksandr Zryachev” durante su botadura en 2012.....	210
Figura 5.9	Predicción de las fuerzas de gobierno (F_s) y fuerzas de frenado (F_b) en un remolcador ASD con y sin quillón de escolta a 10 nudos.....	210
Figura 5.10	Vista lateral del concepto de remolcador ASD Towliner.....	213
Figura 5.11	Representación del sistema de remolque “towing arch” o gancho de remolque radial.....	213
Figura 5.12	Representación del remolcador ASD “Thorax” tras las modificaciones realizadas en el quillón y el punto de remolque al objeto de mejorar su eficiencia.....	217
Figura 5.13	Remolcador ASD “Thorax” en el que se observa el nuevo punto de remolque situado justo por encima de la línea de flotación en la amura de estribor.....	218
Figura 5.14	Guía retráctil del fabricante Karmoy montada en el extremo de popa del remolcador de escolta tractor Voith “Velox”.....	219
Figura 5.15	Representación del casco del remolcador tractor Voith sin las hélices cicloidales pero con la estructura de protección de las misma y el quillón.....	222
Figura 5.16	Representación del casco del remolcador ASD sin hélices para ofrecer el mismo rendimiento que el tractor Voith.....	223
Figura 5.17	Representación del casco del remolcador tractor-Z sin hélices.....	223
Figura 5.18	El “Bess”, primer remolcador tractor Voith en ser diseñado para trabajar navegando siempre de popa “skeg first” (unidireccional).....	227
Figura 5.19	Vista lateral del “Baut”, remolcador tractor Voith gemelo del “Bess”.....	227
Figura 5.20	Remolcador bidireccional tractor Voith “Ajax”.....	228
Figura 5.21	Detalle del bulbo de proa del remolcador de escolta tractor Voith “Velox” antes de su botadura.....	229
Figura 5.22	Representación de las componentes principales de la resistencia del casco en función de la velocidad.....	230

Figura 5.23	Patrón de olas generado por un buque en su desplazamiento: sistema de olas divergentes a proa y popa y, sistema de olas transversales a popa.....	231
Figura 5.24	Remolcador de escolta “Velox” en navegación.....	232
Figura 6.1	Opciones de las fuentes de energía en los sistemas de propulsión.....	236
Figura 6.2	Vista lateral de los remolcadores de escolta ASD “Borgøy” y “Bokn”.....	242
Figura 6.3	Remolcador de escolta ASD “Borgøy” propulsado íntegramente por LNG.....	243
Figura 6.4	Dibujo de perfil del remolcador ASD RANGLer 3600.....	245
Figura 6.5	Remolcador de escolta ASD “Dux” durante sus pruebas de mar.....	247
Figura 6.6	Primer remolcador híbrido del mundo, el ASD “Carolyn Dorothy”.....	250
Figura 7.1	El “Lindsey Foss, primer remolcador genuino de escolta tractor Voith.....	262
Figura 7.2	Diagrama polar de vectores de empujes para diversos sistemas de propulsión: remolcador convencional (con y sin tobera), tractor Voith y ASD.....	269
Figura 7.3	“Butterfly diagram” del remolcador de escolta tractor Voith “Ajax” para todo el rango de velocidades de escolta.....	272
Figura 7.4	Fuerza del timón en tons (aproximadas) para diferentes petroleros, velocidades y ángulos de metida de timón.....	272
Figura 7.5	TSP requeridas en el remolcador para escoltar petroleros a 10 nudos basándose en las directrices de la IMO 751 10/10 Zig-Zag con el método indirecto de asistencia.....	273
Figura 7.6	TSP requeridas en el remolcador para escoltar gaseros LNG a 10 nudos basándose en las directrices de la IMO 751 10/10 Zig-Zag con el método indirecto de asistencia.....	273
Figura 7.7	Vista de un simulador de maniobra donde un remolcador de escolta ASD está asistiendo a un buque con el método indirecto.....	279
Figura 7.8	Línea imaginaria que parte de la estampa de popa del buque y que el remolcador no debe sobrepasar hacia proa en ningún momento.....	295
Figura 7.9	Detalle del gancho de remolque del sistema Foss Transom Link a bordo del remolcador “Garth Foss”.....	295
Figura 7.10	Representación de los peligros de un remolcador ASD trabajando sobre su popa por la proa de un buque con arrancada.....	297
Figura 7.11	Remolcador ASD trabajando sobre su proa por la proa de un buque con arrancada.....	298
Figura 7.12	Remolcadores Rotor Tug asistiendo a un buque LNG en línea.....	299
Figura 7.13	Remolcador Rotor Tug trabajando sobre su popa por la proa de un buque con arrancada.....	300
Figura 7.14	Asistencia a un bulk-carrier con remolcadores portuarios.....	301
Figura 7.15	Remolcador ASD empleando el método directo de asistencia por la popa cerrada del buque para aminorar o detener su arrancada.....	307
Figura 7.16	Equilibrio de fuerzas en un remolcador tractor Voith asistiendo a un buque con el método indirecto.....	309
Figura 7.17	Diagrama de fuerzas presentes empleando el método indirecto de asistencia con un remolcador tractor Voith.....	310
Figura 7.18	Diagrama de las fuerzas presentes empleando el método indirecto de asistencia con un remolcador ASD.....	311
Figura 7.19	Fuerza de gobierno generada en función de la velocidad del petrolero con los métodos directo e indirecto de escolta.....	312
Figura 7.20	Remolcador ASD “Sfinksa” durante las pruebas de mar de remolque de escolta.....	314
Figura 7.21	Representación de la maniobra de retardo o aminoración de arrancada del buque con un remolcador Rotor Tug.....	315

Figura 7.22	Representación de la maniobra de asistencia a la caída del buque con un remolcador Rotor Tug.....	315
Figura 7.23	Representación de la maniobra de oposición a la caída del buque con un remolcador Rotor Tug.....	316
Figura 7.24	Remolcador tractor Voith “Tenax” empleando el método directo de asistencia para aminorar o detener la arrancada del buque generando únicamente fuerzas de frenado.....	319
Figura 7.25	Representación de un remolcador tractor Voith asistiendo a un buque con el método directo.....	320
Figura 7.26	Orientación de las hélices acimutales con los métodos reverse y transverse arrest en un remolcador ASD para detener la arrancada del buque y sin generar fuerzas de gobierno.....	321
Figura 7.27	Representación del método directo reverse arrest del remolcador ASD en diferentes posiciones.....	322
Figura 7.28	Fuerzas típicas sobre la línea de remolque en un remolcador ASD empleando los métodos direct y transverse arrest.....	324
Figura 7.29	Remolcador tractor Voith empleando el método indirecto de asistencia para generar únicamente fuerzas de frenado.....	326
Figura 7.30	Remolcador tractor Voith “Boxer” asistiendo al buque portacontenedores “LT Cortesia” con el método pure indirect.....	327
Figura 7.31	Representación del método pure indirect con un remolcador de escolta tractor Voith.....	328
Figura 7.32	Representación del método pure indirect con un remolcador de escolta ASD.....	328
Figura 7.33	Representación del método powered indirect con un remolcador tractor Voith.....	329
Figura 7.34	Representación del método powered indirect con un remolcador ASD.....	330
Figura 7.35	Relación de parámetros en función de la velocidad del buque escoltado en el remolcador de escolta ASD “Goliah”.....	331
Figura 7.36	Método combinado del remolcador ASD con las hélices giradas un ángulo de 125° respecto a la línea de crujía del remolcador.....	333
Figura 7.37	Maniobra en tándem con remolcadores tractor Voith empleando el método directo de asistencia abiertos a una banda.....	337
Figura 7.38	Maniobra en tándem con remolcadores ASD empleando el método directo de asistencia abiertos a una banda.....	337
Figura 7.39	Maniobra de asistencia dinámica en tándem empleando dos remolcadores tipo tractor.....	338
Figura 7.40	Representación del método T ² D con dos remolcadores ASD preparados para actuar en caso de emergencia.....	339
Figura 7.41	Dos remolcadores ASD trabajando en tándem donde se aprecia la reducida distancia que los separa.....	342
Figura 7.42	Representación de un remolcador convencional en distintas posiciones del petrolero para generarle un cambio de rumbo.....	343
Figura 7.43	Descomposición de las fuerzas generadas por un remolcador ASD empleando el método rudder tug.....	344
Figura 7.44	Remolcador tractor Voith con el método rudder tug empujando sobre la popa del buque (máquina atrás).....	344
Figura 7.45	Remolcador ASD con el método rudder tug empujando sobre la popa del buque (máquina adelante).....	345
Figura 7.46	Remolcadores tractor Voith y convencional empleando el método rudder tug con dos líneas de remolque dadas a las esquinas de su popa.....	345

Figura 7.47	Remolcador Rotor Tug empleando el método reverse arrest sobre el punto de remolque de proa.....	347
Figura 7.48	Remolcador Rotor Tug empleando el método transverse arrest sobre el punto de remolque de proa.....	348
Figura 7.49	Remolcador Rotor Tug empleando el método indirecto de remolque escolta sobre el punto de remolque de proa.....	349
Figura 7.50	Remolcador Rotor Tug empleando el método combinado de remolque escolta sobre el punto de remolque de proa.....	350
Figura 7.51	Fuerzas de disminución de la arrancada de un remolcador Rotor Tug empleando los métodos directos de asistencia en función del bollard pull.....	351
Figura 7.52	Fuerzas de gobierno generadas por un remolcador típico de escolta (tractor Voith o ASD) y un Rotor Tug con los métodos directo e indirecto.....	352
Figura 7.53	Remolcadores tractor Voith asistiendo a un buque durante su paso por una esclusa.....	354
Figura 7.54	Remolcadores tractor-Z asistiendo a un buque durante su paso por una esclusa.....	355
Figura 7.55	Remolcadores ASD asistiendo a un buque durante su paso por una esclusa.....	355
Figura 7.56	Navegación de un buque por una esclusa con dos remolcadores Rotor Tug con el viento soplando por el costado de estribor.....	355
Figura 7.57	Maniobra de atraque de un buque en un espacio reducido con dos remolcadores Rotor Tug empleando el método “rotoring”.....	356
Figura 7.58	Maniobra de aproximación al atraque de un buque con dos remolcadores Rotor Tug empleando el método “rotoring”.....	356
Figura 7.59	Maniobra de atraque de un buque en un espacio reducido con dos remolcadores ASD.....	357
Figura 7.60	Maniobra de atraque de un buque en un espacio reducido con dos remolcadores tipo tractor.....	357
Figura 7.61	Fuerza de gobierno requerida para la maniobra de oposición con el timón del buque metido 15° a una banda.....	358
Figura 7.62	Diagrama polar mostrando las posibles posiciones de un remolcador de escolta con la línea de remolque firme al buque asistido.....	359
Figura 7.63	Diagrama polar de un remolcador ASD y un Rotor Tug (trabajando con su punto de remolque de proa) a 10 nudos de velocidad.....	360
Figura 7.64	Remolcador Rotor Tug diseño ART 110-37.....	361
Figura 7.65	Diagrama polar comparativo entre la eficiencia del remolcador Rotor Tug ART 110-37 y un remolcador de escolta tractor Voith.....	361
Figura 7.66	Tabla comparativa entre diferentes remolcadores con propulsión omnidireccional y con el mismo bollard pull basada en la experiencia.....	363
Figura 7.67	Efecto del mar de fondo durante las asistencias empujando en el remolcador ASD, tractor Voith y Rotor Tug.....	364
Figura 7.68	Remolcador tractor Voith en el que se representan las posiciones del punto de remolque (R), el centro de presión lateral (CPL) y punto de aplicación del empuje generado por las hélices cicloiales (P) y los brazos de palancas respectivos.....	369
Figura 7.69	Remolcador ASD en el que se representan las posiciones del punto de remolque (R), el centro de presión lateral (CPL) y punto de aplicación del empuje generado por las hélices acimutales (P) y los brazos de palanca respectivos.....	369
Figura 7.70	Representación de las fuerzas transversales actuando sobre un remolcador tractor Voith con el método indirecto y su representación sobre una palanca en equilibrio.....	370
Figura 7.71	Representación de las fuerzas transversales actuando sobre un remolcador ASD con el método indirecto y su representación sobre una palanca en equilibrio.....	371

Figura 7.72	Efecto en la estabilidad del empuje de las hélices del remolcador tractor Voith durante el método de escolta indirecto.....	373
Figura 7.73	Efecto en la estabilidad del empuje de las hélices del remolcador ASD durante el método de escolta indirecto.....	373
Figura 7.74	Efecto en la estabilidad del empuje de la hélice del remolcador convencional durante el método de escolta indirecto.....	374
Figura 7.75	Remolcador utilizando el método indirecto de escolta con la representación de los momentos escorantes externos y adrizantes internos, con una escora $\theta < 10^\circ$	375
Figura 7.76	Configuración típica de la operación de escolta con un remolcador tractor Voith	380
Figura 7.77	Representación de la graduación pintada en la amurada del remolcador donde el punto de remolque es un punto fijo.....	383
Figura 7.78	Representación de los dos grupos de graduaciones pintadas en la amurada del remolcador con guías de remolque tipo “U” invertidas.....	384
Figura 7.79	Equilibrio a 20° según DNV GL.....	389
Figura 7.80	Requisitos del área total según DNV GL.....	390
Figura 7.81	Tabla con la resistencia a la rotura del equipo de remolque de escolta en función de la fuerza soportada por el cabo de remolque.....	391
Figura 8.1	Abrasión interna producida entre las fibras en un cabo trabajando sobre una superficie circular sin protecciones exteriores y con protecciones	406
Figura 8.2	Protección de la gaza de un cabo de remolque.....	407
Figura 8.3	Deformación, abrasi3n y fusión de las fibras interiores del vértice de la gaza de un cabo al trabajar sin protectores.....	408
Figura 8.4	Tabla comparativa del impacto de los protectores en la resistencia residual del cabo.....	408
Figura 8.5	Longitud mínima de la gaza en función de la bita sobre la que está afirmada.....	408
Figura 8.6	Guía-cabos en forma de “A”.....	409
Figura 8.7	Guía-cabos con doble apertura en forma de “O” en el remolcador ASD “Sertosa Treinta y cuatro”	409
Figura 8.8	Guía-cabos en forma de “O” en el remolcador de escolta ASD “Seaspan Eagle”	410
Figura 8.9	Punto de remolque en el remolcador tractor Voith “Velox” con una amplia ranura en sentido transversal.....	410
Figura 8.10	Guía reforzada retráctil y guía por donde salen las dos líneas HMPE del remolcador de escolta ASD “Pax”	411
Figura 8.11	Detalle del sistema de lubricación mediante agua de la ranura del punto de remolque del remolcador de escolta tractor Voith “Velox”	411
Figura 8.12	Unión entre dos gazas denominada “cola de vaca”.....	415
Figura 8.13	Unión entre dos gazas denominada “lanyard hitch”	415
Figura 8.14	Giratorio insertado en el mensajero	416
Figura 8.15	Pasos para la unión de la línea de remolque al mensajero mediante un estrobo al que se le hace un nudo de cola de vaca	417
Figura 8.16	Parámetros típicos de una maquinilla convencional, una de tensión constante y una Render-Recover.....	419
Figura 8.17	Capacidades de una maquinilla Render-Recover.....	420
Figura 9.1	Vista aérea del puerto exterior de La Coruña a junio 2016 con la ciudad al fondo.	431
Figura 9.2	Disposición final del puerto exterior con los tres pantalanes.....	433
Figura 9.3	Flota de remolcadores disponibles en el puerto de La Coruña.....	439

Figura 9.4	Posiciones de embarque de práctico en el puerto exterior de La Coruña en función del tipo de buque.....	441
Figura 9.5	Puntos de embarque de práctico y límites del servicio de practicaaje en el puerto exterior.....	441
Figura 9.6	Dirección del viento predominante y de la racha	442
Figura 9.7	Velocidad media del viento predominante y de la racha en m/s.....	443
Figura 9.8	Rosa de vientos global en la boya de Punta Langosteira en 2016.....	443
Figura 9.9	Rosa de vientos global en la boya de Villano-Sisargas entre 1998-2016.....	444
Figura 9.10	Rosas de altura significativa y dirección de oleaje de la boya de Punta Langosteira entre 1998-2011 y 2013-2016.....	445
Figura 9.11	Frecuencia en porcentaje de la altura significativa de la ola entre 2013 y 2016 en la boya de Punta Langosteira.....	446
Figura 9.12	Niveles de referencia en el puerto de La Coruña.....	448
Figura 9.13	Ruta de acceso al puerto	452
Figura 9.14	Distancia del punto de no retorno a la roja del dique de abrigo.....	459
Figura 9.15	Disposición de los posibles fondeaderos.....	460
Figura 10.1	Remolcador Tractor Voith: La pérdida de propulsión causa un brusco incremento de la escora.....	482
Figura 10.2	Remolcador ASD: La pérdida de propulsión causa un brusco incremento de la escora.....	482
Figura 10.3	Remolcador Rotor Tug escoltando desde el punto de remolque de proa: La pérdida de propulsión de las dos hélices acimutales de proa genera una brusca reducción de la escora.....	483
Figura 10.4	Remolcador Rotor Tug escoltando desde el punto de remolque de popa: La pérdida de propulsión de la hélice acimutal de popa genera una brusca reducción de la escora.....	483
Figura 10.5	Diseño propuesto de remolcador Rotor Tug, partiendo de una serie de modificaciones efectuadas al ART 100-37 y que fueron adaptadas aproximadamente a las dimensiones del ART 80-32	503

LISTA DE ACRÓNIMOS

ABS	American Bureau of Shipping
Aframax	Average Freight Rate Assessment
ARR	Asymmetric Render-Recover
ART	Advanced Rotor Tug
ASD	Azimuth Stern Drive
AVT	Advanced Voith Tractor
BHL	Brake Holding Load
BMVE	Bajamar Máxima Viva Equinoccial
BP	Bollard Pull
BV	Bureau Veritas
Cb	Coefficiente de bloque
CFD	Computational Fluid Dynamics
CFR	Code of Federal Regulations
CPL	Centro de Presión Lateral
CPP	Controlable Pitch Propeller
CRT	Carrousel Rave Tug
CT	Conventional Tug
CV	Caballo Vapor
CWA	Clean Water Act
DFOS	Design Factor of Safety
DGPS	Differential Global Positioning System
DMAIB	Danish Maritime Accident Investigation Board
DNV GL	Det Norske Veritas Germanischer Lloyd
E	Este
EDDY	Efficient Double-Ended Dynamic
ETA	Estimated Time of Arrival
FEM	Finite Element Method
FiFi	Fire Fighting
FPP	Fixed Pitch Propeller
FPSO	Floating Production Storage and Offloading
FWPCA	Federal Water Pollution Control Act
GM	Altura metacéntrica
GT	Gross Tonnage
HFO	Heavy Fuel Oil

HMPE	High Modulus Polyethylene
HP	Horse Power
IACS	International Association of Classification Societies
ITS & OSV	International Tug Salvage & Offshore Support Vessel Convention
ITS	International Tug Salvage Convention
kN	Kilonewton
kW	Kilovatio
LNG	Liquefied Natural Gas
LWL	Lenght at the Waterline
MARIN	Maritime Research Institute Netherlands
MARPOL	Convenio Internacional para Prevenir la Contaminación por los Buques (Maritime Pollution)
MBL	Minimum Breaking Load
MBS	Mean Breaking Strength
MCR	Maximum Continuous Rating
MDO	Marine Diesel Oil
MM.PP.	Motores Principales
MSC	Maritime Safety Committee
MSI o MSR	Marine Safety International Rotterdam
N	Norte
NCR	Normal Continuous Rating
NE	Nordeste
NMM	Nivel Medio del Mar
NMMA	Nivel Medio del Mar en Alicante
NNE	Norte-Nordeste
NNW	Norte-Noroeste
NW	Noroeste
OCIMF	Oil Companies International Marine Forum
OMI / IMO	Organización Marítima Internacional
ONG	Organización No Gubernamental
OPA 90	Oil Pollution Act de 1990
PMS	Power Management System
PMVE	Pleamar Máxima Viva Equinoccial
PTO	Power Take-Off (toma de fuerza)
RAVE	Robert Allan Voith Escort
ROM	Recomendaciones de Obras Marítimas (Editadas por el Ministerio de Fomento)
rpm	Revoluciones por minuto

RRT	Reverse Rotor Tug
S	Sur
SDM	Ship Docking Module
SE	Sudeste
SMCP	Standard Marine Communication Phrases
SOLAS	Safety Of Life At Sea
SSW	Sur-Suroeste
STCW	Convenio internacional sobre normas de formación, titulación y guardia para la gente de mar (The International Convention on Standards of Training, Certification and Watchkeeping for Seafarers)
SW	Suroeste
SWL	Safety Working Load
Tons	Tonleadas métricas
TSP	Tonnes of Steering Pull
UHMWPE	Ultra-High Molecular Weight Polyethylene
UKC	Under Keel Clearance
VCG	Altura del centro de gravedad sobre la línea de agua
VHF	Very High Frequency
VLCC	Very Large Crude Carrier
VLGC	Very Large Gas Carrier
VRS	Voith Roll Stabilization
VSP	Voith Schneider Propeller
VTF	Voith Turbo Fin
VTs	Vessel Traffic Service
VWT	Voith Water Tractor
W	Oeste
WNW	Oeste-Noroeste
WSW	Oeste-Suroeste

CAPÍTULO I. PLANTEAMIENTO GENERAL DE LA INVESTIGACIÓN

1.1 INTRODUCCIÓN GENERAL

Los trabajos de análisis o de investigación suelen versar sobre un tema en particular y se caracterizan por utilizar una documentación inédita o ya editada (estadísticas, textos, etc.) de alto rigor científico; por consiguiente, siempre son fiables. Estos tipos de trabajos son los únicos legalmente admitidos para configurar una Tesis Doctoral.

Puede establecerse una tipología básica de trabajos de investigación:

- **MONOGRAFÍAS:** Estudio elaborado de un tema, pero limitado en el espacio y en el tiempo.
- **EDICIÓN DE TEXTO:** Confección de un texto, debidamente anotado y precedido de un estudio.
- **COLECCIÓN DOCUMENTAL:** Recopilación de documentos acompañados de un estudio.
- **RECENSIÓN CRÍTICA:** Resumen de un trabajo científico con valoración del mismo.

Los trabajos de síntesis se caracterizan por dar una visión de conjunto del tema, recurriendo a una bibliografía seleccionada, pero no a materiales de primera mano. Según la finalidad que se proponen, existen los siguientes tipos básicos de trabajos de síntesis:

DIVULGACIÓN: El objetivo primordial es dar a conocer un tema a no especialistas. Exige simplificar, generalizar y exponerlo con estilo sencillo y atractivo.

DIDÁCTICO: Exponer un tema de manera que pueda ser estudiado. La exposición no debe ser prolija ni estar cargada de detalles.

CIENTÍFICO: Desarrollar un tema con la mayor precisión y detalle.

Para desarrollar este primer apartado de matiz introductorio sobre la Investigación en el contexto general, se han seguido las pautas marcadas por el Catedrático David Romano, en su publicación *"Elementos y técnica del trabajo científico"* y en los archivos documentales existentes en el nuevo Departamento de Ciencias de la Navegación e Ingeniería Marina de la Universidad de La Coruña.

1.2 MARCO REFERENCIAL DE LA TESIS

1.2.1 INTRODUCCIÓN

Un tema de investigación debe colmar totalmente las necesidades, exigencias y deseos del investigador, por ello es el más indicado para realizar la elección, que debe recaer en aspectos específicos y en problemáticas concretas. Los principales factores subjetivos que intervienen en el proceso de elección son la afición personal y la preparación o aptitud. En cuanto a los factores objetivos, cuentan sobre todo los medios bibliográficos y en especial las posibilidades de la documentación o las fuentes en general.

A medida que los buques se aproximan a las zonas portuarias o costeras, su velocidad se va reduciendo y con ello su capacidad de maniobra. Por otra parte, el tamaño de los buques creció de forma exponencial en los últimos 50 años y como las dimensiones de las zonas portuarias destinadas a albergarlos no aumentaron en la misma medida, ha traído como consecuencia que cada vez el espacio de maniobra disponible en dichas zonas portuarias fuese menor y con márgenes de error mínimos, de ahí que las maniobras se volviesen especialmente críticas. De esta forma, la asistencia por parte de remolcadores con gran maniobrabilidad para evitar o reducir las consecuencias de una operación incorrecta, fallo humano y/o avería en el sistema de propulsión o gobierno del buque se convirtió en indispensable al permitir realizar las maniobras con un nivel mayor de seguridad y eficiencia de ahí que, desde hace varios años, prácticamente todos los remolcadores de nueva construcción disponen de un sistema de propulsión omnidireccional por sus mayores capacidades en todos los sentidos, que redundan en una mayor seguridad de las maniobras.

La evolución tanto del diseño como de la capacidad de los remolcadores para asistir a los buques viene marcada por dos hitos que se produjeron a partir de la década de los años 50 del siglo pasado, los cuales están estrictamente relacionados con la aparición de los sistemas de propulsión omnidireccional y que se originaron fundamentalmente tras la puesta en servicio de los siguientes remolcadores:

1. El “*Stier*”, primer remolcador *tractor Voith*, construido en 1954 y;
2. El “*Janus*”, primer *tractor* dotado de hélices acimutales (*tractor-Z*), que comenzó a operar en 1967 en el puerto de Hamburgo.

Poco después se produjo la aparición del remolcador *ASD* también dotado de dos hélices acimutales pero instaladas a popa que desde entonces adquirió gran popularidad, hasta convertirse en el remolcador preferido por muchos operadores que optan por montar dos hélices acimutales a sus remolcadores.

Los remolcadores dotados de estos sistemas de propulsión omnidireccionales, provocaron una revolución en la asistencia del remolque en las proximidades de las zonas portuarias, debido principalmente a que su extraordinaria maniobrabilidad permitió poner en práctica nuevos métodos de asistencia, imposibles de realizar en condiciones de seguridad con los remolcadores convencionales equipados con una hélice y timón. De esta forma, al disponer de una maniobrabilidad muy superior que le permite desplazarse y generar empuje en sentido transversal, con una potencia atrás similar a su potencia adelante y la ubicación del sistema de propulsión y del punto de remolque en cabezas opuestas, permite que estos remolcadores, si disponen de la estabilidad y equipamiento necesario, puedan afrontar con suficientes garantías de seguridad y eficiencia cualquier método de asistencia y a las altas velocidades típicas a las que se efectúa el remolque escolta. Por tanto, si no fuera gracias a estos dos nuevos sistemas de propulsión omnidireccional instalados en los remolcadores no hubiera sido posible efectuar el remolque genuino de escolta debido a las particularidades propias y a los riesgos que esta maniobra origina.

Por otra parte, para que el capitán y el práctico a bordo de un buque asistido tengan un control pleno de la maniobra, ya sea portuaria o de escolta, deben de ser conocedores de todos y cada uno de los elementos que intervienen en la misma con el fin de optimizarlos a su mejor conveniencia. En este sentido, y principalmente para los buques tanques o aquellos de grandes dimensiones, uno de los elementos más importantes es sin duda alguna los remolcadores. Por esta razón se vuelve imprescindible el conocimiento de sus características, capacidades y limitaciones, tanto para garantizar la seguridad de los propios remolcadores como del buque asistido en caso de que quede sin asistencia. De esta forma, podemos afirmar que por el crecimiento del tamaño de los buques asistidos, con los consecuentes riesgos implícitos que originan (entre otras cosas, por la capacidad de carga transportada) que no vino aparejada por un incremento adecuado del tamaño de las instalaciones en las que operan, provocó que el remolcador como tal se convirtiese en un elemento esencial de la seguridad del sistema portuario, idóneamente con capacidad para prestar el servicio de escolta en las proximidades del puerto, pero también capaz de prestar asistencia en el interior del puerto en las zonas restringidas. De ahí surge la idea de proponer un tipo de remolcador versátil capacitado para prestar ambos tipos de asistencias de la forma más eficiente posible en el nuevo puerto exterior de La Coruña, a donde se tiene previsto trasladar todo el tráfico del puerto interior, e incluso aumentar el tamaño de los buques que operen en el mismo.

Una vez fijado el objetivo, nos encontramos con que en función de la bibliografía consultada, la cual en un amplio porcentaje procede de los propios fabricantes de los distintivos sistemas de propulsión (*Voith, Schottel, Roll-Royce*, etc.) o de los diseñadores u operadores de un determinado remolcador (como es el caso de *Kotug*), de su estudio y análisis se desprende que el sistema de propulsión o diseño de remolcador que representan es considerado por éstos como

el mejor, para lo cual destacan sus ventajas y en ocasiones, hacen especial hincapié en las desventajas de sus más inmediatos competidores. Por este motivo, se considera que resulta fundamental comparar de un modo objetivo todos aquellos sistemas de propulsión disponibles a día de hoy, que a su vez dan lugar distintos remolcadores (hélices cicloidales y acimutales), la distribución de estos sistemas a bordo (*tractor*, *ASD*, *Rotor Tug* o *EDDY*) e incluso los diseños de casco, y recurrir a la bibliografía de diseñadores de reconocido prestigio como *Robert Allan Ltd.* con capacidad para construir todo tipo de remolcadores para que, en base a ellos, y desde el punto de vista náutico, se pueda proponer de forma fundamentada el remolcador que se considera más versátil y eficiente para la zona de operación objeto de estudio.

Durante la última década del siglo pasado, muchos accidentes graves de petroleros dieron lugar a grandes derrames de hidrocarburos de los que se derivaron daños catastróficos al medioambiente marino, lo que originó una presión creciente tendente a mejorar la seguridad marítima del transporte de crudo. Algunos de estos accidentes fueron causados por averías en el sistema de gobierno o propulsión del buque y tuvieron lugar cerca de la costa. Uno de los medios para prevenir y evitar los peligros que se derivan de una emergencia de estas características consiste en el establecimiento de un sistema de remolque de escolta en aguas restringidas y sensibles, sistema que se volvió obligatorio en diversas zonas de navegación del mundo en especial a raíz del accidente del “*Exxon Valdez*” en 1989 en Prince William Sound, Alaska. Esta catástrofe fue el verdadero detonante de la génesis del remolque de escolta, contemplado expresamente por la legislación norteamericana *Oil Pollution Act* de 1990 (*OPA 90*) como consecuencia del mencionado accidente, que tuvo una influencia relevante en todo el mundo marítimo.

La *OPA 90*, entre otros temas, establecía que el remolque de escolta debía de ser prestado por un remolcador específico de escolta, el cual tendría que tener unas determinadas características de estabilidad y de generación de fuerzas sobre el remolque con los métodos dinámicos de asistencia, en los cuales el buque escoltado navegaba a velocidades mucho más elevadas (superiores a los 8 nudos) que las velocidades típicas de las asistencias portuarias (inferior a los 6 nudos).

Como desde la aparición del primer remolcador “*Charlotte Dundas*” allá por el año 1802, la evolución de los remolcadores estuvo orientada a satisfacer las demandas de las asistencias portuarias, tras la aparición del remolque de escolta los diseños de los remolcadores dedicados a esta operación se nutría, sobre todo al principio, del conocimiento, experiencia y resultados empíricos (pruebas reales, en canales de ensayo y simuladores) obtenidos durante las asistencias portuarias, para con el tiempo ir mejorando e implementando nuevas modificaciones con el objetivo de mejorar la eficiencia del propio remolque de escolta.

Actualmente y desde su aparición, todavía hay remolcadores de puerto que efectúan tareas de escolta en las proximidades de los puertos. No obstante, las diferentes prestaciones en cuanto a

la seguridad del propio remolcador y del buque asistido respecto a si se trata de un remolcador genuino de escolta en comparación con un remolcador de puerto son significativas, y de hecho, muchas veces aunque se alega que esos remolcadores portuarios efectúan operaciones de “escolta”, en ningún momento actúan siguiendo los principios mínimos de la misma como son sus métodos genuinos de asistencia. Esto se debe fundamentalmente a que las características de diseño que originan que un remolcador sea excelente en las asistencias portuarias, también hacen que sea poco eficiente en el remolque de escolta y viceversa, constituyendo una situación de compromiso. Por esta razón se ha constatado que la tendencia actual está orientada hacia la implementación de remolcadores con propulsión omnidireccional versátiles e igualmente eficientes en ambos tipos de asistencia, los cuales provocan un aumento considerable de la seguridad integral de toda el área de operación, al mismo tiempo que se reduce el número de remolcadores que tiene que haber disponibles en el puerto (portuarios y genuinos de escolta).

Por tanto, en el caso concreto del puerto de La Coruña, se trata de renovar el concepto de “escolta” que se tiene actualmente el cual está en vigor desde su introducción tras el accidente del “*Aegean Sea*” y que, tal como se demostrará a lo largo de esta Tesis, no se corresponde con el remolque de escolta genuino, para proponer un remolcador versátil con capacidad de llevar a cabo de forma eficiente y segura tanto las asistencias portuarias típicas en las aguas interiores portuarias como también las operaciones de escolta en la recalada y salida del nuevo puerto exterior en Punta Langosteira, a donde en un futuro no muy lejano se tiene previsto trasladar las principales terminales de graneles (líquidos y sólidos), por lo que será ahí donde atraquen todos los buques tanque y los *bulk-carriers*, es decir, aquellos con un mayor riesgo potencial en caso de varada o embarrancada como consecuencia de una avería en el sistema de gobierno y/o propulsión o un fallo humano. Es por ello que se hace necesario llevar a cabo un estudio en profundidad de todos y cada uno de los remolcadores actuales clasificados como aptos para efectuar el remolque de escolta, y en base a sus características y tomando en consideración las características de la zona de operación, poder decidirse por uno u otro con el objetivo de que efectúen las asistencias portuarias de forma igualmente eficiente.

De este modo queda acotado el objeto de estudio e investigación de esta Tesis sobre los remolcadores de escolta en una doble vertiente, por un lado se propone y fundamenta una concepción amplia de escolta en las proximidades del puerto exterior de La Coruña, que siendo posible y entendemos que necesaria, no existe estrictamente como tal en la actualidad y por otro que ese mismo diseño de remolcador le permita al mismo tiempo llevar a cabo las tareas propias de remolque portuario de manera eficiente. Todo ello con el objetivo de sentar las bases que desde el punto de vista náutico, permitan llegar a conclusiones que fundamenten la propuesta de un remolcador versátil y eficiente para efectuar ambos tipos de asistencias, portuarias y de escolta.

Para poder efectuar este doble cometido, el remolcador propuesto debe tener la suficiente capacidad de maniobra para operar en zonas muy reducidas a las bajas velocidades habituales a las que se realizan las asistencias portuarias (inferior a 6 nudos) pero también contar con la suficiente estabilidad y capacidad de generar fuerzas sobre el remolque a las velocidades típicas del remolque de escolta (superiores a 8 nudos), fundamentalmente por dos motivos: el primero y más importante porque las características de determinados buques asistidos y las condiciones meteorológicas reinantes (mar, viento y corrientes) pueden obligarle a mantener una velocidad mínima de gobierno y arrancada relativamente alta (superior a 6 nudos) para acceder al puerto con seguridad; en segundo lugar sería para no ralentizar la maniobra e influir negativamente en la explotación económica del buque. Estas son algunas de las razones por las que el remolcador propuesto debe tener una velocidad en navegación libre muy alta (12-14 nudos), de tal forma que tenga siempre un cierto margen de seguridad por encima de la velocidad máxima de escolta. Se trata por tanto de que el remolcador propuesto tenga un papel relevante en el sistema de gestión de riesgos y seguridad del nuevo puerto exterior, evitando o minimizando las consecuencias de una avería en el sistema de gobierno y/o propulsión del buque asistido o un fallo humano, habida cuenta del riesgo potencial de los buques que actualmente ya operan en el puerto interior (buques tanque y grandes *bulk-carriers*) y aquellos de mayores dimensiones que tienen previsto operar en un futuro, pues la intención de la Autoridad Portuaria es ser puerto *hub*¹ de hidrocarburos, capacitado para recibir buques VLCC (*“Very Large Crude Carrier”*) y generar economías de escala.

En cualquier caso, como las características del remolcador propuesto estarán directamente relacionadas con las de los buques asistidos previstos de mayores dimensiones, de acuerdo a las opiniones de los prácticos del puerto, el buque más grande que podría operar a corto y medio plazo con garantías de seguridad es un buque petrolero de 200.000 tons de peso muerto, y aún para este buque, con el calado medio habitual, a día de hoy sería necesario efectuar labores de dragado en el canal de entrada para garantizar una operatividad razonable sin estar sujetos, por ejemplo, a determinados periodos favorables de marea.

A pesar de que la navegación tiene miles de años de historia, el remolque de escolta es una rama de la náutica relativamente reciente (se introdujo de manera formal en 1990), por lo que su disciplina se halla en permanente evolución, ya sea por la continuidad con la que se suceden las innovaciones tecnológicas o por la propia variabilidad del tráfico marítimo y las zonas en las que operan, los cuales suponen cada vez nuevos retos a los remolcadores. Dada la trascendencia del tema, se ha adoptado como foco central de la Tesis: **“El remolque de escolta: propuesta fundamentada hacia la necesidad de la implementación de un remolcador versátil en el puerto exterior de La Coruña”**.

¹ Puerto central o de redistribución de carga, es decir, un puerto al que llegan las líneas navieras de largo recorrido, que descargan sus mercancías en dicho puerto, para que después se redistribuyan en líneas de recorrido más corto.

El análisis de la problemática en profundidad abarcando todos los fenómenos que intervienen en el proceso de la asistencia de un remolcador en las operaciones portuarias o de escolta, deja palpable la situación de compromiso que se produce entre ambas por lo que la elección de un remolcador versátil y eficiente se considera que debe de constituir un reto a lograr en el futuro inmediato en el puerto exterior de La Coruña.

1.2.2 ESTADO ACTUAL DEL CONOCIMIENTO E HIPÓTESIS DE PARTIDA

La maniobra del remolque de escolta difiere de las maniobras estándar propias del remolque portuario principalmente porque se lleva a cabo a velocidades más altas y generalmente fuera de las proximidades del puerto. Estas velocidades altas vienen dadas por la necesidad del buque asistido de conservar la maniobrabilidad y reducir el tiempo de tránsito por una zona sensible, siendo velocidades típicas del mismo entre 8 y 12 nudos en tanto que en las maniobras propias del remolque portuario rara vez se sobrepasan los 6 nudos, lo que hace que los requerimientos de diseño de uno y otro tipo de remolcador difieran entre sí.

Este sistema consta principalmente del remolcador de escolta, el buque asistido o escoltado, el tránsito por el cual se llevará la escolta y finalmente el denominado plan del remolque de escolta. De este modo, este tipo de remolcadores escoltan al buque asistido en la zona de tránsito asignada y de acuerdo con las condiciones establecidas en el plan de escolta.

Un remolcador de escolta mejora la posibilidad de evitar un daño serio en caso de que el buque escoltado se encuentre con problemas técnicos que limiten su operatividad, reduciendo en consecuencia el riesgo de los daños que pudieran producirse derivados de una varada, embarrancada o una colisión. Normalmente, el remolcador de escolta permanecerá con una línea de remolque dada a la popa del buque escoltado, precisamente para minimizar el tiempo que transcurre entre el momento en que se necesita su ayuda y el momento en que efectivamente es capaz de prestarla, acompañándolo a la velocidad de escolta sin interferir en su navegación y en caso de que se produzca una emergencia, deberá de ser capaz de actuar inmediatamente a requerimiento del buque asistido empleando para ello diferentes métodos de asistencia en función de la velocidad de escolta. Uno de los factores más importantes en la lucha para minimizar los efectos derivados de una emergencia es el tiempo, de tal modo que cuanto más tiempo transcurra entre el momento en que sucedió el incidente y la adopción de contramedidas para contrarrestar sus efectos, mayor será el riesgo de que estas últimas sean inútiles. La importancia de esta consideración puede comprenderse fácilmente si nos imaginamos la masa y la inercia de un petrolero de 200.000 toneladas de desplazamiento navegando a 10 nudos.

El estado actual de las investigaciones y el desarrollo de la técnica referente a la problemática del remolque genuino de escolta no han tenido un tratamiento específico en España, y de hecho

en Europa únicamente se efectúa esta maniobra en países como Noruega y Reino Unido. En el caso particular que nos ocupa del puerto de La Coruña, se constata que aunque desde el accidente del petrolero “*Aegean Sea*” en las proximidades de la Torre de Hércules en 1992 durante la maniobra de entrada al puerto interior se efectúa una asistencia denominada como de “escolta” y que consiste básicamente en el acompañamiento por parte de un remolcador portuario durante la recalada y salida de determinados buques tanque, el cual se sitúa por la proa del buque y a una considerable distancia del mismo (sin dar el cabo de remolque), no se trata del remolque genuino de escolta, y por tanto, en caso de producirse una avería en el sistema de propulsión y/o gobierno del buque, la capacidad de dicho remolcador portuario para evitar o minimizar el accidente, entraña ciertas dudas, tanto por el tiempo transcurrido desde que se detecta la avería, se comunica al remolcador y éste se aproxima y consigue dar el cabo de remolque a la popa del buque asistido, como en caso de que consiga hacerlo a tiempo, si este remolcador portuario tiene efectivamente la capacidad suficiente para generar fuerzas de gobierno y frenado sobre el buque, sin que falte antes el cabo de remolque (no dispone de maquinillas especializadas *Asymetric Render-Recover*) o sin comprometer la estabilidad del remolcador al emplear los métodos dinámicos de asistencia a altas velocidades, que aunque no sean las habituales de escolta (8-10 nudos), sí será superior a aquellas para las que está diseñado el remolcador portuario.

Por tanto, teniendo en cuenta que pudiera ser posible que el método de “escolta” que se habrá de llevar a cabo en el nuevo puerto exterior fuera el mismo procedimiento que el hasta ahora efectuado en el puerto interior, considerando que la seguridad operacional en su conjunto juega cada vez un papel más relevante, y más si nos hacemos una idea de los riesgos potenciales derivados de los buques tanque que tienen previsto operar en dicho puerto (incluso buques *VLCC*), estimamos que resulta extraordinariamente importante el hecho de disponer de un sistema genuino de escolta, el cual demostró ser el único método (junto con el práctico) que reduce o minimiza las consecuencias materiales, humanas y contra el medio ambiente derivadas de un accidente por una varada o colisión tras una avería en el sistema de propulsión y/o gobierno a bordo del buque asistido o un fallo humano.

Partiendo de las bases establecidas, la presente investigación se orienta en el sentido de elaborar una propuesta fundamentada de un tipo remolcador versátil para el puerto exterior de La Coruña, capaz de minimizar la habitual situación de compromiso que se produce entre remolque de escolta y portuario y de efectuar ambas operaciones de forma eficiente, pudiendo incluso servir de referencia para otros puertos españoles que se encuentren en la misma situación, y trabajando en una zona de operación de similares características.

Aunque cada vez menos, antiguamente el conocimiento de las características de los remolcadores que estaban interviniendo en una determinada maniobra por parte de los capitanes de los buques asistidos no era el deseado. Sin embargo, hoy en día la comprensión de los

métodos de asistencia (establecidos de forma prácticamente universal), el equipamiento, y en general las capacidades y riesgos de los remolcadores por parte tanto de los capitanes de los buques asistidos y de los remolcadores y de los prácticos se hace todavía más imprescindible debido al mayor tamaño de los buques, a los nuevos métodos dinámicos de asistencia de los remolcadores con propulsión omnidireccional y a las altas velocidades a las que se efectúan, lo que origina unas fuerzas sobre el cabo de remolque extraordinarias.

Al mismo tiempo, la capacidad de generar grandes fuerzas sobre el buque asistido a través de la línea de remolque a altas velocidades se trata de una extraordinaria evolución siempre y cuando las operaciones se efectúen correctamente, ya que en caso contrario estas mismas fuerzas también pueden provocar que falte el remolque, dejando al buque asistido sin asistencia, o que el remolcador no tenga la estabilidad dinámica necesaria para llevar a cabo la maniobra con seguridad.

Es por tanto necesario planificar una actuación generalizada en el marco general del estado del conocimiento en un doble sentido:

- Análisis y descripción pormenorizada utilizando una base referencial actualizada del remolque de escolta desde su génesis, de los remolcadores de escolta capacitados para efectuar estas operaciones de forma segura y de sus métodos de asistencia.
- Estudio pormenorizado de las características del nuevo puerto exterior de La Coruña en donde tiene previsto operar el remolcador versátil propuesto y del tamaño máximo de buques que van a recalcar.

Por tanto, es necesario el establecimiento de una base conceptual adecuada para impulsar la nueva orientación, y para ello es preciso caracterizar totalmente el comportamiento de los diversos factores que intervienen analizando su influencia y sometiendo el conjunto a un contraste real.

1.3 METODOLOGÍA

La investigación científica, desde Galileo y Newton, ha seguido el esquema secuencial y lógico:

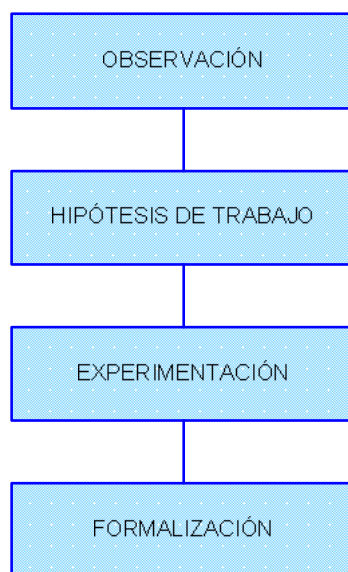


Figura 1.1 Esquema secuencial y lógico de la investigación científica.

La interacción entre Sujeto (investigador) y Objeto (fenómeno investigado), necesita la presencia de los mecanismos de transmisión adecuados que, en parte, hipotecan el valor global del conocimiento.

La implantación de una correcta metodología como elemento guía en el trabajo científico es la primera labor del investigador, configurando de esta forma el marco soporte durante todo el proceso.

El contenido de la presente investigación precisaba de un soporte metodológico operativo capaz de orientar el proceso por los cauces necesarios para constituir y establecer las conclusiones finales.

La metodología utilizada en la presente Tesis Doctoral, que en forma esquemática se reproduce en el gráfico de la figura 1.2, responde a las exigencias de las investigaciones de contenido tecnológico de índole evolutivo, que en este caso presupone el establecimiento compacto de ocho bloques cerrados pero interactivos entre sí.

Los dos primeros son teóricos y referenciales y en ellos se vuelca todo el conocimiento necesario para el enganche posterior. Concretamente, en el primero se analiza la génesis del remolque en el sentido más amplio y del remolque de escolta en particular, y en el segundo se describe el remolcador convencional, sus características y limitaciones, a raíz de las cuales se comprueba que su aplicación como remolcador de escolta es inviable, lo que supone el punto de partida hacia la necesidad de remolcadores más seguros y eficientes.

En el tercer bloque se efectúa un estudio pormenorizado de aquellos remolcadores de escolta con propulsión omnidireccional capacitados para efectuar las operaciones de escolta y sus características más relevantes.

El cuarto bloque se centra en la evolución sufrida por los diseños de los cascos de los remolcadores en su objetivo de optimizar su eficiencia durante las asistencias de escolta, dado que todos ellos derivaban originariamente de los remolcadores portuarios y ambas operaciones, en principio, suponen una situación de compromiso.

El quinto bloque estudia uno de los temas con mayor relevancia en la actualidad en todas las industrias, cual es el análisis de la fuente de energía que pueden utilizar los sistemas de propulsión del futuro (ya sean cicloidalas o acimutales) con el objetivo de reducir la utilización de combustibles fósiles, cumpliendo con la normativa cada día más exigente en temas de contaminación medioambiental y conservación del medio ambiente.

En el sexto bloque se analiza el sistema de remolque genuino de escolta en general, sus objetivos, los parámetros que influyen en el éxito de la maniobra, la legislación procedente de las Sociedades de Clasificación y los métodos de asistencia que emplea cada tipo de remolcador.

El séptimo bloque está orientado al estudio de las innovaciones en el principal equipamiento del remolcador de escolta, esto es, las líneas de remolque (cabos) y las maquinillas, considerados actualmente como los elementos más sensibles de todo el sistema de escolta y que por tanto determinan la eficiencia general de la operación. Todo ello con el objetivo de que, tras el análisis del estado del arte en esta materia, podamos ser capaces de proponer la mejor tecnología existente en el equipamiento del tipo de cabo de remolque y maquinillas del remolcador propuesto.

En el octavo bloque se exponen las características actuales del nuevo puerto exterior de La Coruña para, en base a ellas, determinar qué labores habría que efectuar (dragado) para acoger al tamaño máximo de buque previsto por los prácticos (200.000 tons de peso muerto) en condiciones suficientes de seguridad y teniendo un índice de operatividad alto. También se realiza un análisis de las condiciones meteorológicas más influyentes en dicha zona a través de los registros oficiales de los últimos años, aspecto relevante cuyo estudio resulta imprescindible a la hora de formular una propuesta fundamentada de remolcador para dicho puerto.

A partir de los resultados obtenidos, se establecen las conclusiones que sirven como fundamento para el remolcador versátil propuesto y se exponen propuestas orientadas hacia posibles líneas de investigación en el futuro.

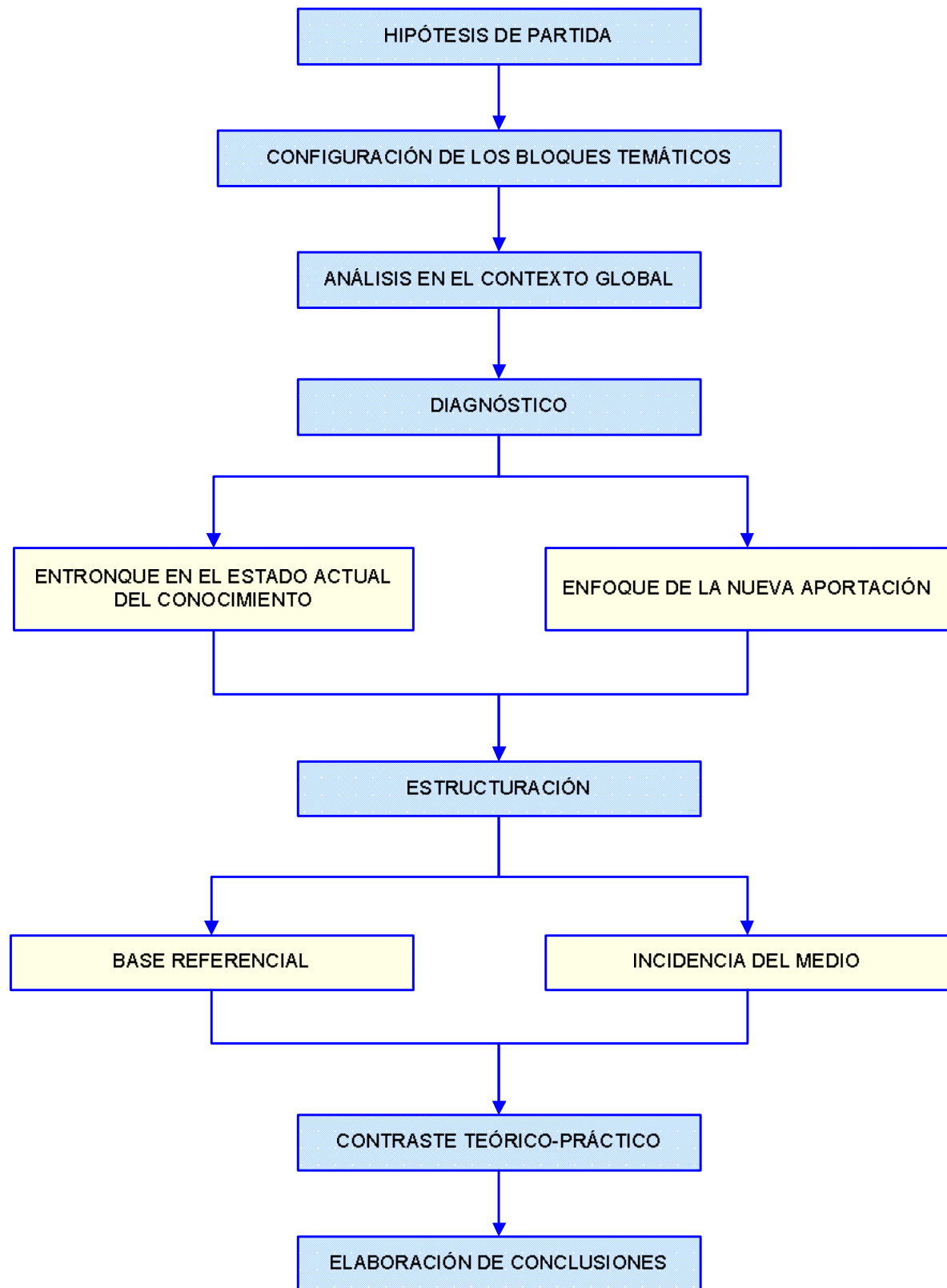


Figura 1.2 Metodología empleada en la presente Tesis Doctoral.

1.4 PROCESO DE ELABORACIÓN

1.4.1 PREPARACIÓN, RECOPIACIÓN DEL MATERIAL Y ANÁLISIS INDIVIDUALIZADO

Elegido el tema libremente, se optó por realizar una intensificación programada de la lectura de monografías y bibliografía especializada que existen en diversas bibliotecas, así como consultas a través de la red de artículos científicos sobre el tema. Tras su lectura y análisis se iban confeccionando fichas referenciales bibliográficas y preparando aquellos artículos de interés que se encontraban adscritos al texto.

Todas las fases de la investigación han quedado anotadas en un diario, ya que desde que fue analizado el primer texto hasta que se concluyó el último, se han ordenado de forma cronológica y temática, en carpetas independientes, con lo cual se ha configurado un bloque compacto fácilmente reproducible.

La llegada de la documentación fue dispar y fue preciso realizar una primera criba para seleccionar entre el material que iba llegando, aquella información que no guardaba una relación afín, o bien no presentaba un contenido de interés específico y calidad contrastada.

Una vez realizada la totalidad de la "marcha bibliográfica", se procedió a estudiar detenidamente los textos, transcribiendo lo esencial de los mismos, traduciendo los extranjeros, completando las fichas bibliográficas y caracterizando las fuentes, configurando de cada autor (investigador) las fuentes directas, para disponer de dos tipos de referencias: directas e indirectas.

Tras elaborar los bloques temáticos y caracterizar los entronques básicos, se procedió a elaborar el bloque central individualizado de la investigación.

1.4.2 ELABORACIÓN PORMENORIZADA

La elaboración de la Tesis, se realizó en dos etapas claramente diferenciadas.

En la primera etapa, se confeccionaron los guiones y se procedió al encaje de los artículos de los diferentes Capítulos. Para el diseño de los guiones, se procedió del siguiente modo:

- Tras un repaso pormenorizado de todo el material analizado, se ha buscado el detalle más significativo del bloque individualizado.
- Posteriormente se establecieron los cuadros sinópticos, en los que aparecían resumidas las partes esenciales de los textos.

Tras la asignación correspondiente guion/contenido, se procedió a ejecutar la última parte del trabajo.

Simultáneamente se realizó un doble estudio:

- Analizar los diferentes elementos que entroncaban de forma directa con la información que fue apareciendo en la documentación consultada, transcribiendo su intervalo de validez y comprobando el rango de variabilidad.
- Para poder valorar la total incidencia de los parámetros que intervienen y contrastar la información existente, se ha recurrido fundamentalmente a la experiencia del Director de esta Tesis y de los prácticos del puerto de La Coruña para obtener sus opiniones desde el punto de vista náutico por dos motivos:
 - ✓ Por una parte, analizar la viabilidad de la propuesta de un remolcador versátil en el nuevo puerto exterior de La Coruña teniendo en cuenta que, de momento, este remolcador no estaría disponible en el mismo y que, tal como conceptúa el término “escolta” la Autoridad Portuaria, en nuestra opinión, dicha operación no constituye un remolque genuino de escolta.
 - ✓ De otra parte, acotar el tamaño máximo de buques que realmente podrían operar en dicho puerto y que por tanto sería objeto de la escolta, ya que de acuerdo a los criterios de la OMI este será el parámetro principal que determine las características del remolcador propuesto (en lo que atañe a las *TSP* “*Tonnes of Steering Pull*”, según se trate de gaseros o petroleros). En este sentido, nos encontramos con que, dependiendo de los estudios efectuados con simuladores, el tamaño máximo de estos buques es muy variable (en función de las condiciones simuladas), motivo por el que nuestra propuesta y los parámetros de base desde los que partimos se hace teniendo en cuenta una previsión de las necesidades a medio plazo que pudiera abarcar la mayor parte de la vida útil del remolcador propuesto.

Con los resultados obtenidos, se pudieron obtener las primeras conclusiones y se comenzó a redactar el texto definitivo. En los dos gráficos que se muestran a continuación, se indican esquemáticamente los pasos más significativos y las etapas del proceso de elaboración de la presente Tesis Doctoral.

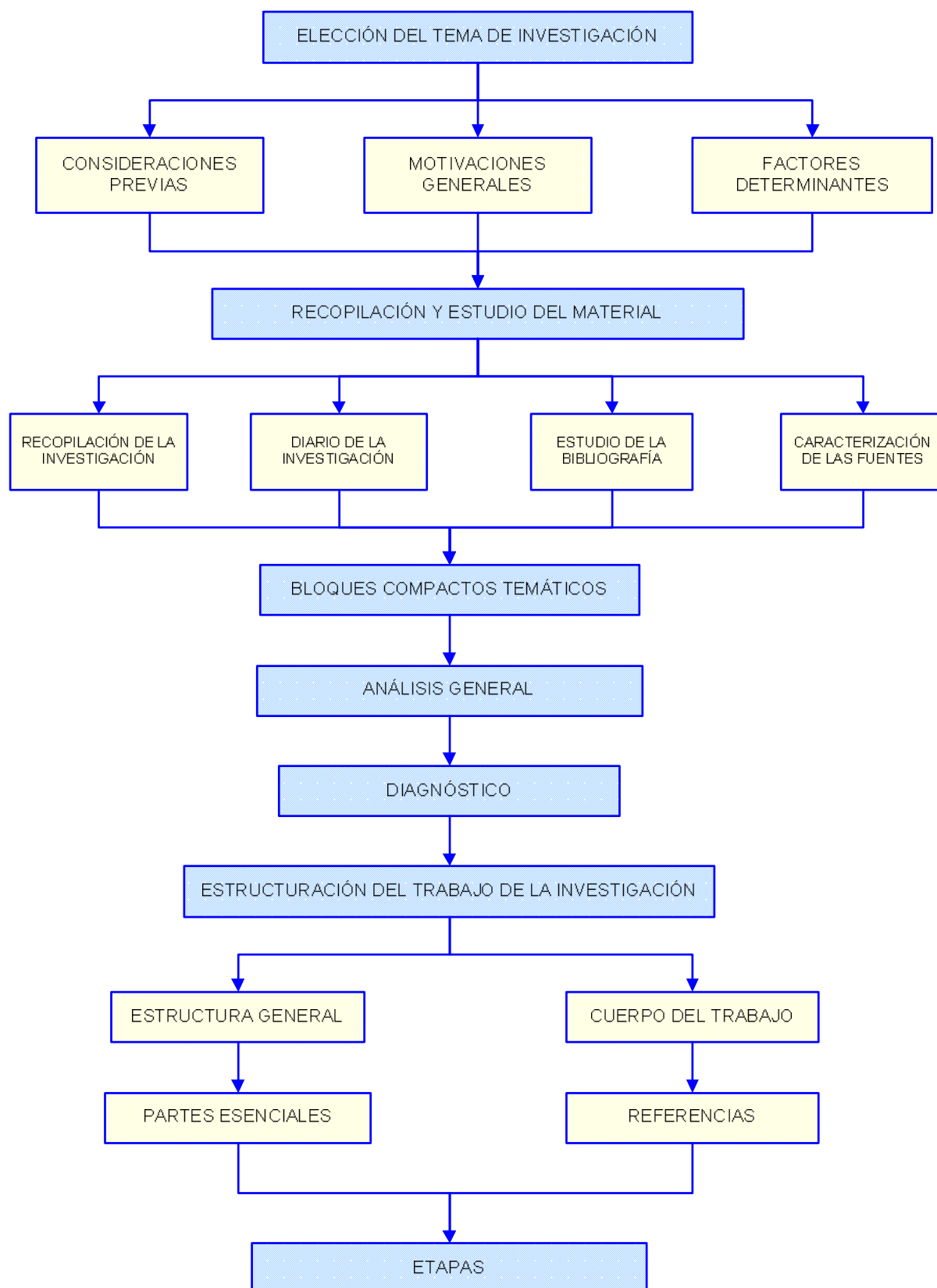


Figura 1.3 Pasos significativos en el proceso de elaboración de la Tesis Doctoral.

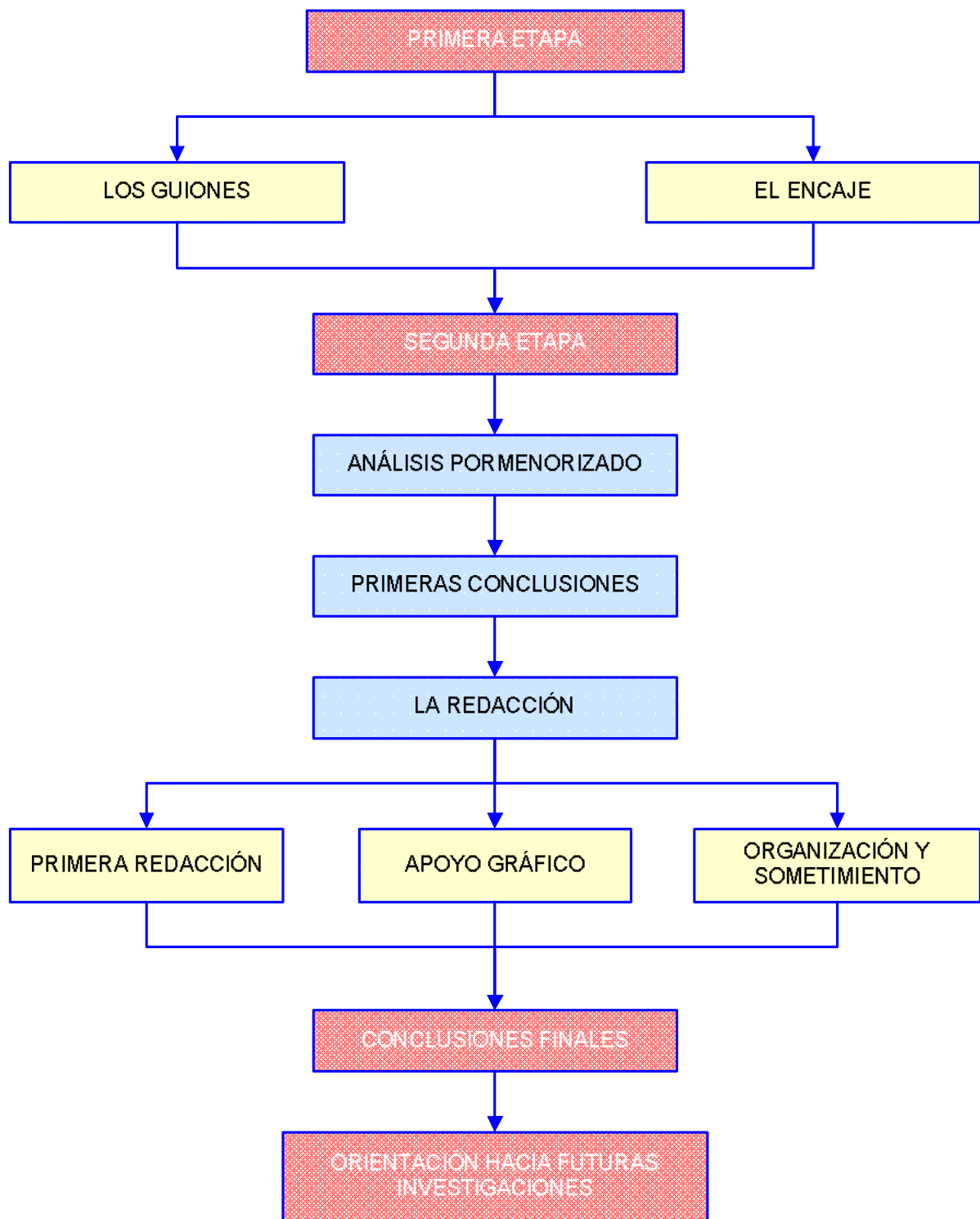


Figura 1.4 Etapas en el proceso de elaboración de la Tesis Doctoral.

1.5. CONTENIDO

Atendiendo al esquema metodológico establecido la Tesis se articula en una estructura conformada por diez capítulos:

- I. PLANTEAMIENTO GENERAL DE LA INVESTIGACIÓN.
- II. INTRODUCCIÓN HISTÓRICA.
- III. EL REMOLCADOR CONVENCIONAL COMO PUNTO DE PARTIDA HACIA LA NECESIDAD DE NUEVOS TIPOS DE REMOLCADORES MÁS EFICIENTES Y SEGUROS.
- IV. LOS TIPOS DE REMOLCADORES EMPLEADOS EN EL REMOLQUE DE ESCOLTA.
- V. PRINCIPALES EVOLUCIONES REALIZADAS EN EL DISEÑO DE LOS REMOLCADORES DE ESCOLTA.
- VI. LAS FUENTES DE ENERGÍA DE LOS SISTEMAS DE PROPULSIÓN EN LOS REMOLCADORES DEL FUTURO.
- VII. ANÁLISIS DEL REMOLQUE DE ESCOLTA, MÉTODOS DE ASISTENCIA, ESTABILIDAD Y LAS SOCIEDADES DE CLASIFICACIÓN.
- VIII. LAS LÍNEAS DE REMOLQUE Y LAS MAQUINILLAS.
- IX. ESTUDIO DE LAS CONDICIONES PARTICULARES DEL PUERTO EXTERIOR DE LA CORUÑA EN PUNTA LANGOSTEIRA.
- X. CONCLUSIONES Y DIRECTRICES PARA INVESTIGACIONES FUTURAS.
- XI. BIBLIOGRAFÍA

En el **primer Capítulo**, cuyo contenido pretende ser únicamente una presentación general de la Tesis, se aborda el marco referencial en el que queda acotada la investigación, analizando los objetivos que se tratan de conseguir, su justificación y la metodología que se ha seguido a la hora de llevar a cabo la tarea investigadora.

En el **Capítulo segundo** se pretende efectuar un estudio de la génesis del remolque en general, y más concretamente del remolque de escolta, orientado desde dos puntos de vista, la experiencia americana y la europea ya que desde su aparición a principios de la década de los 90 del siglo pasado, en aquellos países de Europa en los que se efectúa, el remolque de escolta viene impuesto por las terminales donde tengan previsto operar los buques escoltados, a diferencia de lo que ocurre en EE.UU. donde son los propios Estados los que exigen este método de operación.

El **Capítulo tercero** está dedicado al remolcador convencional típico dotado de hélice y timón, utilizado como remolcador de escolta (principalmente a modo de timón “*rudder tug mode*”) en

los primeros momentos tras la aparición del remolque de escolta. Tras analizar sus características generales como son su maniobrabilidad y la situación del punto de remolque, resulta evidente que su utilización como remolcador genuino de escolta aplicando métodos dinámicos de asistencia a altas velocidades no es factible desde el punto de vista de la seguridad del remolcador y del buque asistido.

En el **Capítulo cuarto** se realiza un estudio detallado de aquellos remolcadores con propulsión omnidireccional que se consideran aptos para efectuar asistencias de escolta con la máxima eficiencia y seguridad, aportando la máxima información posible y desde un enfoque objetivo en orden a tomarla en consideración más adelante a la hora de decantarnos por aquel remolcador más versátil y eficiente. Finalmente se hace una breve referencia a los nuevos diseños revolucionarios de propuesta de remolcadores de escolta con posibilidades de aplicación en el futuro.

El **Capítulo quinto** trata sobre la evolución de los cascos de los remolcadores gracias a los estudios llevados a cabo por los diseñadores y operadores en canales de ensayo y a escala real, los cuales permitieron ir definiendo las características específicas de este tipo de remolcadores e incluso las modificaciones que, tanto desde el punto de vista de su eficiencia como de su seguridad, resultaron necesarias en los remolcadores ya existentes para efectuar las operaciones de escolta de la forma más eficiente. Todo esto se produjo como consecuencia de que el remolque de escolta se inició sin tener el conocimiento y la experiencia mínima necesaria para ello, motivo por el cual se utilizaban los cascos propios de los remolcadores portuarios, que no eran eficientes para llevar a cabo remolques de escolta.

En el **Capítulo sexto** se analiza uno de los temas con mayor relevancia social en la actualidad. Hoy en día, en mayor o menor medida, todas las operaciones industriales están sometidas a un estricto control de las emisiones de gases tóxicos y de efecto invernadero a la atmósfera, entre los que están incluidos los remolcadores, más aún si tenemos en cuenta que normalmente operan cerca de núcleos urbanos densamente poblados. Por este motivo, y porque se prevé que la carga legislativa en temas medioambientales aumentará exponencialmente en los próximos años, en este capítulo se estudian qué fuentes de energía pueden utilizar los remolcadores actuales y del futuro (bien sea con propulsión acimutal o cicloidal) para ser lo más eficientes posible desde el punto de vista medioambiental y poder seguir siendo competitivos.

El **capítulo séptimo** comienza efectuando un estudio generalizado sobre el remolque de escolta en su sentido más amplio. A continuación se analizan los métodos de asistencia que emplean los remolcadores, los cuales dependen del sistema de propulsión que instale el propio remolcador, de la velocidad y de la necesidad de generar al buque asistido las máximas fuerzas de gobierno o frenado, o una combinación de ambas. Posteriormente se trata uno de los aspectos más sensibles de toda la operación de escolta si tenemos en cuenta las altas velocidades a las que se

efectúa, esto es, la estabilidad de los remolcadores, para lo cual algunas Sociedades de Clasificación tienen unos reglamentos estrictos y específicos.

El **Capítulo octavo** recoge el estado del arte de dos elementos fundamentales en el equipamiento del remolcador de escolta: las líneas de remolque y las maquinillas, sin cuya constante evolución (especialmente las maquinillas) no hubiese sido posible efectuar las operaciones de escolta tal y como se conocen hoy en día.

En el **Capítulo noveno** se estudian las particularidades geográficas actuales del puerto exterior de La Coruña en Punta Langosteira, las características meteorológicas (viento, mar y corrientes) que afectan a dicho puerto basándonos en registros oficiales de una serie de años anteriores y, en base a ellos, se efectúa un análisis siguiendo los estudios llevados a cabo en simuladores solicitados por la Autoridad Portuaria de las combinaciones de viento, mar y corriente que más influyen en las maniobras de aproximación y salida del puerto y que, al fin y al cabo, abarcaría la zona de influencia de escolta del remolcador versátil propuesto.

Finalmente, en el **Capítulo décimo** se presentan las conclusiones de la investigación realizada, proponiendo nuevas líneas de investigación que continúen el camino emprendido. En especial, una vez que se ha llegado a la conclusión acerca del tipo de remolcador versátil que se propone para el puerto exterior de La Coruña, se trata de dar un paso más en el que tomando en consideración todos los avances de diseño en la actualidad, se presenta un diseño de dicho remolcador que se estima que puede resultar más efectivo y seguro para que pueda cumplir la tareas de remolcador de puerto y de remolcador de escolta en las proximidades del mismo con el objetivo de mejorar la seguridad y en la línea de entender a los remolcadores como un elemento más del sistema de seguridad del puerto en su conjunto y no como simple ayuda en las maniobras de asistencia en el interior del mismo. Se considera que dada la amplia zona costera de nuestro país por donde navegan anualmente miles de buques tanque susceptibles de generar una gran contaminación y/o provocar daños materiales y humanos de proporciones incalculables, el remolque de escolta y sus métodos genuinos de asistencia se presentan como una materia incipiente que sin duda irá adquiriendo un impulso relevante, mostrándose el remolcador versátil capaz de efectuar asistencias portuarias y de escolta como la principal herramienta preventiva de los próximos años.

A lo largo del texto aparecen las referencias bibliográficas más significativas y se intercalan figuras en su momento o, en algunos casos, en la página inmediatamente siguiente, con el fin de dotar de una mayor claridad al conjunto, incluyendo también la referencia, en caso de tenerla. Debido a la materia objeto de esta Tesis, las figuras adquieren un valor relevante y por ello se utilizan con gran profusión allí donde se considera conveniente, prácticamente todas ellas elaboradas con el programa informático *Autocad 2015* con el fin de conseguir una óptima presentación. Por el mismo motivo, también se insertan muchas fotografías, allí donde se estimó necesario, al objeto de lograr una mayor comprensión en las diferentes materias.

De igual modo, se introduce un índice general de los apoyos gráficos ilustrativos que facilite al lector una visión general de los mismos y una relación de acrónimos en inglés utilizados internacionalmente y que resultan propios del argot del mundo del remolque. Adicionalmente hemos considerado oportuno incluir en dicha relación algún acrónimo en castellano por haber adquirido carta de naturaleza en el mundo del remolque en España.

Por último, se incluye la relación alfabética de autores de la bibliografía consultada, junto con la relación de revistas especializadas que se han utilizado para intentar llevar a buen término el presente trabajo. A este respecto, y aun no siendo habitual en este tipo de trabajos de investigación, se ha considerado relevante diferenciar la bibliografía general comentada anteriormente de la bibliografía procedente de las convenciones bianuales internacionales del remolque *ITS* (ahora *ITS & OSV*), por ser una de las fuentes bibliográficas principales de la presente Tesis y considerarse un punto indispensable de consulta para cualquier interesado en el estado del arte del mundo del remolque.

En estas convenciones los diseñadores, operadores, y en general cualquier persona o entidad relacionada con el mundo del remolque, presenta públicamente en sus “*papers*” los avances e investigaciones realizadas en esos 2 últimos años. Las publicaciones que recogen lo expuesto en las conferencias, disponibles en la biblioteca de la E.T.S. de Náutica y Máquinas de la UDC, también incluyen las “*discussion*” públicas que se producen inmediatamente después de cada presentación, las cuales resultan todavía más didácticas y esclarecedoras si cabe que los propios “*papers*”, ya que en ellas, los asistentes además de preguntar por las cuestiones que no hayan podido quedar lo suficientemente claras, aquellos que representan intereses competidores suelen poner en cuestión, arrojan dudas o ensalzan las desventajas (si las tuviera) de los contenidos presentados por los exponentes, de tal modo que éstos se ven a su vez obligados a defenderse con argumentos convincentes, lo cual resulta tremendamente enriquecedor desde el punto de vista técnico.

También se incluye una relación de las páginas web más importantes que han servido de ayuda para la elaboración de este trabajo de investigación.

CAPÍTULO II. INTRODUCCIÓN HISTÓRICA

2.1 GÉNESIS DEL REMOLQUE MARÍTIMO

2.1.1 INTRODUCCIÓN

Aunque apenas existen referencias escritas del remolque efectuado en la antigüedad se sabe que en épocas antiguas, los botes a remo de los navíos eran utilizados para asistir a éstos en las maniobras de puerto y que como las primeras civilizaciones entraron y navegaron por las cuencas de los grandes ríos de Mesopotamia y Egipto, el remolque de embarcaciones también pudo ser empleado como un medio de transporte fluvial en los ríos Nilo, Éufrates y Tigris desde hace al menos 4.000 años ya que para estas culturas el río era una fuente de riqueza y medio de comunicación (Iglesias Baniela, 2003, p. 5).

Antes del siglo XIX el tráfico marítimo mundial se basaba en la propulsión a vela, por lo que las maniobras de entrada y salida en los buques de los puertos quedaban supeditadas al tiempo reinante y a las mareas, de ahí que la única alternativa posible era utilizar la fuerza muscular que desarrollaban los remeros en situaciones de encalmada o como medio de entrada en las desembocaduras de los ríos si el viento no era favorable, por lo que las maniobras eran extremadamente lentas o directamente imposibles¹. En esta época, la deriva de un buque hacia la costa, fuese cual fuese el motivo, podía terminar con una varada o embarrancamiento con la consecuente pérdida del buque, la carga y/o vidas humanas al no disponer de los medios necesarios para remolcar y salvaguardar la seguridad del buque que se encontraba en una situación de peligro.

2.1.2 LA EXPERIENCIA EUROPEA

Las necesidades comerciales y militares de las potencias europeas a partir del siglo XVI trajeron como consecuencia que éstas compitieran por el dominio del mar y promovieran la construcción de buques cada vez más grandes y pesados que para desplazarse necesitaban captar gran cantidad de viento por medio de mástiles de elevada altura. Estas moles de madera maniobraban con mucha dificultad en el reducido espacio de las zonas de atraque por lo que, tanto en los puertos de Europa como de América se emplearon, como hemos dicho anteriormente, embarcaciones a remo con el objetivo de remolcar y asistir a estos buques desde los fondeaderos hasta los espacios donde podían utilizar sus propios medios de propulsión y gobierno (Simone, 1987, p. 281). Afortunadamente, la Revolución Industrial y la aparición de la caldera de vapor dieron lugar a la aparición de los primeros remolcadores que se encargaron de incrementar la seguridad y eficiencia de la navegación.

¹ En el año 1578, el capitán del “Ayde” de Bristol de forma irónica anotaba en el diario de a bordo lo siguiente: “Poco viento. Contratamos a 2 hombres y a 22 bueyes para aproximar nuestro barco a la bocana del río”.

En el siglo XVIII, Gran Bretaña era la principal potencia marítima mundial y por encargo de la Armada Británica, Jonathan Hulls en el año 1736 realizó el primer proyecto conocido de un remolcador a vapor el cual utilizaba un sistema de poleas abiertas que a su vez accionaban una serie de palas instaladas en la popa (Livingstone, 2016, p. 250), aunque no llegó a implementarse de forma inmediata. Este proyecto tenía como objetivo fundamental promover la construcción de embarcaciones que, sin depender de las condiciones de vientos y mareas, pudieran aprovechar la fuerza motriz producida por las calderas de vapor para trasladar, en el menor tiempo posible, los grandes navíos de guerra desde sus puertos de refugio hasta alta mar. Sin embargo, no fue hasta el año 1821 cuando, a instancias de Lord Melville y Sir George Cockburn, entraron en funcionamiento los primeros remolcadores de la Armada Británica, el “Comet” y el “Monkey” que se utilizaron en las maniobras de entrada y salida de puerto de los buques encargados de transportar a los hombres destinados a las diferentes guerras.



Figura 2.1 Vista de costado en una maqueta del primer remolcador de la historia “Charlotte Dundas”.
Fuente: <http://www.ssplprints.com/image/84283/the-paddle-steamer-charlotte-dundas-mode>

No obstante, anteriormente, en el año 1802 el ingeniero escocés William Symington había construido el primer remolcador conocido de la historia, el “Charlotte Dundas”, propulsado por medio de ruedas de paletas accionadas por una máquina a vapor construida por James Watt (Lloyd, 2000, p. 79). Este remolcador tenía como objetivo proporcionar a los granjeros escoceses un medio más adecuado, rápido y seguro a través de los canales de Forth y Clyde que los caballos que habían sido utilizados hasta el momento para transportar sus productos al mercado. El remolcador, financiado por Lord Dundas, tenía 17 m de eslora, 5 m de manga y una potencia de 10 CV y efectuó su primera, única y exitosa travesía en 1802 la cual consistió en remolcar a dos gabarras cargadas con 70 toneladas durante 19 millas para lo cual empleó tan

solo 6 horas a pesar de navegar con viento de proa (Pulido Begines, 1996, p. 28). No obstante, el temor de los propios granjeros a que la rueda de paletas erosionase los bancos del canal y provocasen inundaciones en los campos de cultivo, hizo que se abandonase su utilización.

Conviene destacar que uno de los pasajeros a bordo de su viaje inaugural fue el americano Robert Fulton, inventor del primer buque de vapor en EE.UU. el “*Clermont*” en 1807, es decir, 5 años después del viaje inaugural del “*Charlotte Dundas*”, por lo que este último debe ser considerado como el primer buque a vapor construido (Lang, 1982, p. 176).

A partir de este momento, el proceso de especialización de la industria del remolque, aunque lenta en un principio, se aceleró posteriormente como consecuencia del aumento del tráfico marítimo y del perfeccionamiento técnico y económico de su explotación, llegando a constituir actualmente una actividad lucrativa y profesional consolidada a nivel mundial. Es decir, podemos considerar que el remolque marítimo como tal es una actividad que nace con la aplicación de la máquina o caldera de vapor a los usos náuticos. Como hemos dicho anteriormente, los primeros remolcadores a vapor se empleaban para colaborar en las maniobras de atraque y desatraque de los buques de vela, que de esa forma dejaban de depender de vientos y mareas, y que en algunos casos debían esperar durante días e incluso semanas a que las condiciones fueran apropiadas para entrar a la zona de atraque. Por tanto, la irrupción de este servicio de remolque constituyó un ahorro considerable para los armadores al disminuir el tiempo del tránsito de sus buques desde alta mar hasta la zona de atraque.

Desde los primeros años del siglo XIX se tienen referencias del empleo de remolcadores en la mayoría de los puertos y canales de Gran Bretaña, motivado principalmente por la tradicional importancia de la navegación comercial para el imperio británico. En el año 1814 se construyeron para operar en el río Clyde los remolcadores “*Industry*”² y el “*Trusty*” y en el año 1816 empezó a navegar por el Támesis el remolcador “*Majestic*” (Pulido Begines, 1996, p. 30). El siguiente registro documentado de un remolque fue realizado ese mismo año cuando el “*Harlequin*” fue remolcado por el ferri “*Charlotte*” que realizaba la ruta entre Liverpool y Eastham (Lang, 1982, pp. 176-177).

En 1819, el diseñador del rompeolas de Plymouth, Mr. Rennie, ingresó en el cuerpo de ingenieros de la Armada Británica, centrándose en el desarrollo y aplicación de la máquina de vapor a la industria del remolque. Para sus estudios, llegó a fletar costado por él mismo, el buque de vapor “*Eclipse*” que el 14 de junio de 1819 remolcó al “*Hastings*” proa a la corriente desde Woolwich hasta Gravesend, lo que atrajo la atención de Lord Melville y Sir George Cockburn de la propia Armada.

Joseph Price, un fabricante de cristal, fue otra de las personas implicadas en la implantación del vapor en los remolcadores y el causante de introducir el primer remolcador en Tyneside. En

² El “*Industry*”, con casco de madera, tenía una eslora de 21,30 m y 53 toneladas de registro bruto y estaba propulsado por una máquina de vapor que movía una rueda de paletas.

julio de 1818, sus propósitos fueron a más y se le ocurrió utilizar un remolcador para realizar remolques hasta mar abierto. Para ello solicitó al armador del carguero “*Friend’s Adventure*” una autorización para poder utilizar y remolcar a este buque cargado en la prueba inaugural. En dicha prueba, aunque se encontraron con una corriente de marea de proa durante las primeras 3 millas de navegación, todo transcurrió mejor de lo esperado y consiguieron remolcar al buque hasta el punto convenido en un tiempo de 2 horas y 10 minutos, completando una distancia de 13 millas y con viento de proa durante toda la travesía. Sin embargo, la gente no valoró este éxito y Joseph Price fue acusado de intentar arruinar el negocio portuario, lo que no le impidió continuar utilizando a los remolcadores “*Eagle*” y “*Perseverance*”, aunque sin obtener un gran beneficio comercial ya que sus capitanes solo se mostraban dispuestos a navegar con calma. No obstante, los armadores de la época sí se dieron cuenta de las ventajas económicas de utilizar remolcadores en las maniobras ya que con ellos se superaba la limitación de las 240 toneladas para acceder al puerto de Newcastle, con el consecuente aumento de flete al poder transportar más carga, estabilizando de este modo los precios del carbón en Londres al aumentar de 8 a 13 los viajes de ida y vuelta en un año entre el Támesis y el Tyne.

En 1821 se adoptó el sistema de remolque entre Hull y Gainsborough y en 1826 en Liverpool, por lo que finalmente sí se reconoció la labor y esfuerzo de Joseph Price y en señal de agradecimiento, se le ofreció un banquete donde fue obsequiado con una jarra y una inscripción en la que se le atribuía el mérito por la utilización de los remolcadores a vapor en el río Tyne. Precisamente en este río, en 1822 se produjo una huelga de los remeros de las gabarras encargadas de transportar unas 20 toneladas de carbón desde Lemington hasta Shields, en la desembocadura del Tyne, desde donde eran cargadas a bordo de los buques mineraleros, lo que produjo el bloqueo del río por la gran cantidad de mineraleros a la espera de ser cargados. Para resolver este conflicto, William Hedley tuvo la idea de instalar la máquina utilizada en las locomotoras, y que él mismo había inventado en el 1813, a bordo del “*Tom and Gerry*”, sustituyendo las ruedas de las locomotoras por ruedas de paletas. Esto provocó el fin de la huelga y de la dependencia de la fuerza humana a la vez que consiguió un remolcador 10 veces más eficiente que cualquier otro remolcador anterior (Lang, 1982, p. 177).

En el 1833 comenzó a operar en el Támesis el remolcador “*Monarch*”, propiedad de William Watkins, con una potencia de 20 CV y con las dos ruedas de paletas conectadas entre sí, de tal forma que cuando se tenía que realizar un cambio de rumbo relativamente grande, una de las ruedas tenía que elevarse del agua. Para facilitar esta maniobra, el remolcador fue provisto de una guía que discurría de babor a estribor y a la que se le incorporaba una especie de cajón lleno de agua de lastre y manejado por la propia tripulación, de tal forma que el cajón se desplazaba hacia uno u otro costado en función de a qué banda se producía el cambio de rumbo, escorando y sumergiendo más la rueda de ese costado lo que permitía que la rueda del otro costado se elevase sobre la lámina de agua, y por tanto no produjese empuje. Por tanto, durante la década

de los años 30 del siglo XIX el comportamiento y eficiencia de las ruedas de paletas podría considerarse perfecta hasta tal punto que a partir del año 1860 ya empezaron a trabajar varias compañías de remolque especializadas en el río Támesis; la *Elliot Steam Tug Co. Ltd.* en 1860 y la *Alexander Ltd.* en 1884.

2.1.3 LA EXPERIENCIA AMERICANA

Al otro lado del Atlántico, en América, la génesis de los remolcadores no está muy documentada. Los primeros buques a vapor aparecieron en los puertos de Boston, Nueva York y Filadelfia para el transporte de pasajeros. El puerto de Nueva York está caracterizado por fuertes corrientes y vientos débiles, lo que provocaba que los buques a vela emplearan mucho tiempo en alcanzar el puerto (necesitaban incluso días para navegar las 17 millas que lo separan de Sandy Hook), pero no fue hasta la introducción de los ferris a vapor cuando las autoridades y armadores se dieron cuenta de la existencia de un negocio en potencia consistente en la asistencia náutica prestada por los remolcadores a estos buques a vapor.

En enero de 1818 el puerto de Nueva York quedó bloqueado por el hielo, pero esto no impidió que el buque de vapor “*Nautilus*”, propiedad de Daniel D. Tompkins, remolcara de forma exitosa durante una milla hasta el muelle de cuarentena al buque “*Corsair*” en un tiempo de 45 minutos lo que provocó que, durante un cierto tiempo, en este puerto se emplearan a los buques a vapor como remolcadores. No obstante, el principal problema de estos primeros ferris utilizados como remolcadores surgía cuando se producían averías en su maquinaria al no disponer de talleres relativamente cercanos³. Por esta razón, en Nueva York pronto aparecieron los primeros maquinistas (por aquel entonces denominados “artistas”) y astilleros.

Por tanto, es a partir del año 1818 cuando aparecen las primeras referencias del remolque marítimo en EE.UU. ya que en esta época algunos buques de vapor comienzan a compatibilizar el transporte de personas con el remolque de gabarras. El “*Rufus King*” construido por *Smith & Simon* para la *New York Dry Dock Company*, con una eslora de 31,10 m, 5,80 m de manga y 2,10 m de calado, fue el primer remolcador genuino a vapor que operó en Norteamérica dejando de prestar sus servicios en 1845 (Lang, 1982, p. 178). Desde entonces, la industria del remolque sufrió un desarrollo importante paralelamente a la construcción de los canales que ampliaban las vías de navegación fluvial y las conectaban entre sí. Esto a su vez provocó que se construyeran buques o remolcadores más modernos y especializados, por lo que sus antecesores, más lentos y con menos espacio para la habilitación, se vieron confinados a tareas secundarias.

³ El “*Paragon's*” tuvo un fallo en la máquina cerca de Albany, Nueva York, y ésta tuvo que ser enviada a reparar por vía terrestre a Canaan, Connecticut, situada a 50 millas de distancia. Dos años más tarde, el “*Olive Branch*” tras una rotura de la correa de la bomba del aire cerca de Perth Amboy, Nueva Jersey, su capitán tuvo que ir a buscar a un técnico de reparaciones por tierra a 4 millas de distancia.

El primer remolcador mixto construido para efectuar operaciones de remolque y transporte de pasajeros fue el “*Hercules*” de 190 toneladas, construido en Nueva York en 1832 por *Brown & Bell*, que no resultó rentable económicamente por lo que poco después se dedicó a otros servicios más exclusivos. Pero quizás el caso más notable se dio con el “*Norwich*”, construido en 1836 con 48,8 m de eslora y 7,60 m de manga el cual se comportaba extraordinariamente bien tanto efectuando remolques en el río como realizando labores de buque rompehielos, lo que le llevó a conocerse como el “*Rey del Hielo*” y prestar servicio hasta 1917.

Según los panfletos publicados en la prensa de la época, concretamente el 25 de marzo de 1836 en el periódico *Philadelphia Ledger*, los remolcadores a vapor se introdujeron en Delaware en 1836, siendo las primeras compañías de remolque la *Lehigh Coal Company*, *Philadelphia Steam Towboat Co.* y *Delaware Coal & Schuylkill Towboat Co.*

Hasta esta época, el comercio marítimo en América se basaba en las importaciones de mercancías desde Europa y transporte de la gente emigrante, lo que provocó la construcción de muchos canales interiores y un auge en la demanda de buques a vapor, de tal forma que desde 1816 el tamaño de los buques a vela se había visto incrementado hasta las 600 toneladas de desplazamiento, por lo que la necesidad de asistir a estos buques en las aproximaciones y entradas en los puertos se hizo más que evidente. Para ello se utilizaron, como hemos dicho anteriormente, los antiguos ferris de paletas, de poca potencia y con unas capacidades marineras muy pobres y no fue hasta 1840 cuando los remolcadores adquirieron cierto prestigio.

La característica general de este nuevo remolcador era una eslora entre 21 m y 37 m, propulsado mediante rueda de paletas con una o dos calderas, cubiertas corridas sin arrufo, chimenea situada al través de rueda de paletas o sobre la vertical de la cámara de máquinas y una pequeña cabina cerrada que servía de protección al timonel contra la intemperie.

Una vez aceptado el remolque como una parte fundamental del crecimiento y expansión del tráfico marítimo, empezaron a surgir nuevas ideas en cuanto al diseño de los cascos, aunque como es habitual cuando se trata de innovación, tardó unos años en que se viesen plasmados en la realidad. Por tanto, desde mediados del siglo XIX, en los principales puertos europeos y norteamericanos ya existían compañías específicamente dedicadas a prestar servicios de remolque, pero es que además, en muchos puertos, diversas compañías que prestaban otro tipo de servicios como la estiba, empezaron también a dedicarse al remolque por lo que poco a poco pasó de ser una actividad esporádica, que inicialmente no tenía ningún significado comercial, a una industria consolidada que reportaba grandes beneficios.

En el 1833 la compañía francesa *Société Bertin* empezó a operar en el puerto de Le Havre aunque las primeras pruebas de remolque en Francia ya las había realizado Robert Fulton en el río Sena en el año 1803; en 1842 se fundó en Holanda la archiconocida compañía de remolque y salvamento *Smith*, que hoy en día es una de las más potentes del mundo prestando estos servicios; en 1854 se constituyó en Dinamarca la compañía de remolques *Svitzer* y; a mediados

del siglo XIX apareció entre los puertos de Sanlúcar y Sevilla un servicio de remolque a los buques de pesca y buques comerciales, regulado por la Real Orden de 13 de noviembre de 1879, donde se aprobaron las tarifas aplicables.

2.1.4 LA EVOLUCIÓN DE LOS REMOLCADORES Y SUS EQUIPOS

En cuanto a la aparición de la hélice convencional como sustituto de la rueda de paletas, fue nuevamente la Armada Británica la que realizó las primeras pruebas con prototipos instalados a bordo de los remolcadores. En 1837 se hizo una demostración en el remolcador “*Francis B Ogden*” que remolcó a una de sus gabarras, con las propias Autoridades de la Armada a bordo, a una velocidad de 10 nudos. No obstante, a pesar de haber comprobado *in situ* el éxito de la operación, las Autoridades tenían serias dudas sobre su implantación por lo que no fue hasta 1845 cuando la Armada decidió instalar la hélice en sus remolcadores⁴.

El primer remolcador con hélice convencional que apareció en EE.UU. también procedía de Gran Bretaña y se trataba del “*Robert F. Stockton*”, construido en 1838 por orden del capitán de la Armada Americana Robert F. Stockton (Lang, 1982, p. 179). Este remolcador estaba dotado de una hélice *Ericsson* y después de las pruebas de mar, tras ser pertrechado como una goleta, cruzó el Atlántico en tan solo 40 días con una tripulación de 5 personas. Tenía 19,30 m de eslora, casco de acero y una potencia de 30 CV que le permitían remolcar 4 gabarras cargadas con carbón a una velocidad de 5 nudos con una velocidad en navegación libre de 11 nudos. En 1840 se vendió a la compañía *Delaware & Raritan Canal Co.* siendo rebautizado con el nombre de “*New Jersey*”.

A raíz de la implantación de la hélice en este pequeño remolcador, en 1845 se entregó el “*R.B. Forbes*” el remolcador a vapor más grande de la época en América propulsado por una hélice convencional, fruto del encargo efectuado por la aseguradora *Boston Marine* a Robert Bennet para construir un remolcador que pudiese evitar posibles accidentes a sus buques asegurados y proporcionarles una mayor seguridad a los capitanes al navegar próximos a la costa. Tenía 36,90 m de eslora y capacidad para prestar servicios de remolque en alta mar y también como buque de salvamento. Prestó sus servicios durante 15 años en Boston y durante mucho tiempo fue considerado el mejor buque de salvamento de la costa oeste americana. En 1861 lo compró la Armada americana y se hundió en un temporal en las proximidades de Cabo Henry, Virginia, durante la Guerra Civil.

⁴ Para comprobar su eficiencia, se realizó una prueba con el remolcador “*Rattler*” dotado de hélice convencional (Lloyd, 2000, p. 79), el cual fue afirmado popa con popa al remolcador de rueda de paletas “*Alecto*” para comprobar la capacidad de tiro de cada uno ya que ambos remolcadores disponían del mismo desplazamiento y potencia. Una vez iniciada la prueba, el “*Rattler*” arrastró al “*Alecto*” a una velocidad de 2,8 nudos por lo que se considera que el “*Rattler*” es el primer remolcador con hélice convencional en la historia de la Armada Británica.

En 1951, los constructores Cramp y Neafie trabajaron conjuntamente en el diseño de una hélice que se pudiese instalar a bordo de los remolcadores que operaban en el puerto de San Francisco y que, de forma innovadora, sería accionada por un par de máquinas trabajando directamente sobre su vertical, de tal forma que al año siguiente, esas máquinas construidas por *I.P. Morris & Co.* fueron instaladas en el remolcador “*America*” lo que suponía un aumento importante de la potencia⁵.

Las primeras máquinas a vapor trabajaban a baja presión y consumían gran cantidad de combustible, aunque gracias a la baja regularidad y frecuencia de sus servicios, los remolcadores eran económicamente rentables. Sin embargo, aunque la aparición de la hélice convencional demostró su mayor eficiencia respecto a la rueda de paletas, los cascos de madera flexionaban en exceso, de tal forma que, a mayor eslora, mayor era la flexión o deformación del casco con la consecuente flexión del eje de la hélice. Por esta razón, se empezaron a construir cascos con refuerzos de acero y para ello la década de 1840 marcó un punto de inflexión importante al consolidarse la construcción de cascos de acero que permitían la instalación de calderas de alta presión⁶.

En general, una vez que la hélice convencional fue aceptada como medio de propulsión, los remolcadores con ruedas de paletas quedaron abocados al fracaso y utilizados únicamente para trabajos muy puntuales.

Se considera que la edad de oro de los remolcadores a vapor data de finales del siglo XIX y principios del XX, cuando se produjo un nuevo avance que cambiaría radicalmente el panorama marítimo. La utilización de los motores diésel en los coches no pasó desapercibida para los armadores de los remolcadores, que empezaron a encargar la construcción de los primeros remolcadores con este tipo de propulsión. El principal inconveniente era su baja potencia y los problemas surgidos en la reductora, lo que originaba que fuesen remolcadores relativamente pequeños con una eslora entre 10,70 m y 15,20 m.

Desde el primer momento se hicieron evidentes las ventajas económicas de los motores diésel respecto a la máquina de vapor lo que impulsó la introducción de los motores semi-diésel primero y diésel después en remolcadores de mayores dimensiones. Algunas de estas ventajas eran las siguientes:

- Los costes de inversión iniciales se reducían a la mitad;
- Menor peso de la maquinaria y por tanto menor desplazamiento del remolcador;
- Mayor potencia en relación a la cantidad de combustible consumido y;

⁵ El remolcador “*H.F. Hamill*” construido en 1870 en Jersey City y dotado de dos máquinas conectadas a un único eje de la hélice, fue el primero en operar en la costa atlántica americana.

⁶ Las primeras calderas de alta presión se instalaron en los remolcadores portuarios americanos en 1860 a bordo del “*Resolute*” y del “*Reliance*” de 28,40 m de eslora y contruidos por *B.C. Terry*. El “*Reliance*” fue vendido a la Armada americana por 15.000 USD y fue capturado el 23 de agosto de 1863 durante la Guerra Civil americana.

- Un buque propulsado a vapor consumiendo carbón tenía que descargar las cenizas y repostar agua y carbón una vez al día (operación que podía llevar entre 2 y 5 horas) mientras que un buque a gasoil o diésel repostaba una vez o dos a la semana.

Uno de los principales inconvenientes de los primeros motores diésel era el elevado tamaño y peso de sus reductoras que en ocasiones ocupaban el mismo espacio que el propio motor y provocaba una pérdida importante de la potencia en la transmisión, inconvenientes que fueron solventados con el paso de los años.

Aunque la eficiencia y beneficios de los remolcadores con motores diésel estaban más que demostrados (más rápidos, potentes y con menor número de tripulantes), su introducción en el mercado fue lenta en el tiempo ya que hasta entonces, los antiguos remolcadores a vapor se comportaban razonablemente bien y muchos armadores optaban por efectuarles las modificaciones o mejoras oportunas para evitar la costosa inversión inicial de adquirir un nuevo remolcador.

Por tanto, hacia el año 1850 las hélices habían empezado a sustituir a las ruedas de paletas y a comienzos del siglo XX se considera que la propulsión diésel ya había reemplazado completamente al vapor. Durante estos años se alcanzó un notable progreso y especialización en la construcción de remolcadores, tanto en el diseño específico según las funciones que debía de cumplir como respecto a sus condiciones de solidez, estabilidad, maniobrabilidad y potencia. La sustitución de la clásica máquina de vapor por el motor de explosión diésel supuso un aumento considerable de la potencia de tiro y también un ahorro en el personal necesario a bordo y en los gastos de combustible.

En EE.UU. fue en la década de 1920 cuando comenzó la “batalla” entre la utilización del diésel o el vapor, pero a principios de 1930 el diésel ya fue generalmente aceptado y en la década siguiente el vapor prácticamente había desaparecido. Se cree que el primer remolcador diésel utilizado en EE.UU. fue el “*Chickamauga*”⁷, construido en 1914 por *Nilsen & Keley* para *Pacific Towboat Company*, de 21,30 m de eslora con una potencia de 240 CV (4 cilindros) que costó 7.700 USD. Tras un estudio realizado después de 75 días de operación, se concluyó que los remolcadores con motores diésel eran 3 veces más económicos que aquellos que consumían aceite en sus calderas y entre 3 y 5 veces más económicos que los que consumían carbón. Otros autores en cambio afirman que el primer remolcador diésel de la historia fue el “*Zwarte Zee III*” de la compañía *L. Smit International Towing & Co.* que entró en operación en el año 1932 (Van Der Lindern, *et al.*, 2010, p. 41).

Una vez se aceptó más o menos el diseño de casco a utilizar y su máquina, surgió la cuestión de la idoneidad de los elementos de remolque adaptados a este nuevo tipo de remolcadores. La idea

⁷ Posteriormente fue rebautizado con el nombre de “*Sea Chicken*” (Lang, 1982, p. 183).

del diseño de la bita se desarrolló a partir de la disposición de los mástiles de los veleros y aunque sus formas han evolucionado, los principios básicos del uso de la bita en forma de “H” son los mismos actualmente que en el momento de su creación. Por aquel entonces, en EE.UU. la mayor parte de las asistencias portuarias se realizaban con los remolcadores abarloados al costado del buque asistido, mientras que, en Europa se utilizaba más el remolque en línea por la popa del buque, quizá por el hecho del menor tamaño de los puertos y zonas más restringidas. En estas operaciones se utilizaban los ganchos de remolque, tan antiguos como los propios remolcadores, contruidos por herreros y montados sobre los refuerzos soldados a la cubierta del remolcador. Como estos ganchos no eran giratorios, unido a que los cabos empleados en las asistencias no eran muy resistentes, provocaba que éstos se desgastasen rápidamente. Una vez se solventó este problema en parte con la utilización de cabos más resistentes, surgió la necesidad del disparo rápido del remolque en el gancho con el objeto de largar rápidamente el cabo ante una situación que comprometiese la seguridad del remolcador. A base de mejoras realizadas progresivamente, se diseñó un gancho que permitía largar el remolque únicamente con la activación de un botón en el puente por parte del capitán, sin intervención de ningún tripulante en cubierta.

En cuanto a las líneas de remolque, mencionar que antes de la introducción de la maquinilla automática a vapor se utilizaban, sobre todo para los remolques de altura, cabos de manila que faltaban con mucha facilidad al estar en contacto con las guías y/o el hielo flotante. Además, eran demasiado voluminosos para ser estibados en un tambor y demasiado pesados para ser manipulados, de manera que ralentizaban demasiado las operaciones de remolque, especialmente cuando el cabo estaba parcialmente congelado. En 1878, la empresa fabricante de cables de acero *Scott & Gilmour* solicitó una patente de diseño en la que a los chicotes de los cables se les instalaban unos muelles que proporcionaban la elasticidad requerida al cable de acero, sugiriendo también que éste se hiciese firme a un tambor de una especie de maquinilla de vapor. Posteriormente, en la década de 1880 surgieron nuevas ideas que intentaban mejorar el comportamiento del cabo o cable de remolque aproximándose, en mayor o menor medida, a una especie de maquinilla de remolque⁸. Finalmente, en 1888 T. J. Shaw, un maquinista de *Harlan & Hollingsworth Shipbuiding Co.* y el ingeniero Spiegle de *Boston Towboat Co.* diseñaron y construyeron la primera maquinilla de remolque automática a vapor con un tambor de 40 pulgadas de diámetro que fue instalada a bordo del “*Orion*”, que prestaba sus servicios remolcando gabarras desde Cabo Breton, Canadá, hasta Boston, aunque posteriormente la *American Ship Windlass Co.* adquirió los derechos del fabricante y mejoró el diseño de la misma.

⁸ En 1880, Mr. Taylor en Gran Bretaña realizaba una descripción de una maquinilla a vapor en la que un tambor accionado por un embrague de fricción podía arriar el remolque cuando estaba sometido a una tensión excesiva, antes de que faltase, y virar una vez que hubiera pasado el pico de tensión.

En 1896 la *Chase Machine Co.* de Cleveland, diseñó una nueva maquinilla en la que el mecanismo de disparo automático estaba directamente conectado a una válvula reversible de tal forma que podía ser desconectada para poder manejar la maquinilla de forma manual.

En términos generales, la introducción de la maquinilla provocó que se pudieran manejar con mayor facilidad los cabos de remolque más largos y voluminosos por lo que en 1907 ya había más de 200 maquinillas de remolque en uso en todo el mundo (Lang, 1982, p. 188).

Otro invento que contribuyó al aumento de la potencia desarrollada por los remolcadores fueron las toberas⁹ Kort, denominadas así en honor a su inventor Ludwig Kort que las diseñó en 1932 para evitar la erosión de los canales por la estela creada por la hélice convencional, consiguiéndose, inesperadamente, un aumento entre un 30-40% de la potencia generada por las mismas hélices (Stewart, 2016, p. 66), aunque como los primeros buques con toberas no tenían mucha maniobrabilidad con máquina atrás, fue necesaria la instalación de timones *Flanking*¹⁰.

Durante de la Segunda Guerra Mundial, se construyeron un gran número de remolcadores de altura que desempeñaron con éxito complicadas labores de reflotamiento y traslado a puerto de buques dañados en combate, restos de naufragios e incluso operaciones de salvamento¹¹.

A partir de ese momento la industria del remolque extendió su dominio a las actividades más diversas, tanto en el tráfico interior de los puertos, bahías o ríos navegables, como en alta mar, ya sea con la finalidad de maniobra, de transporte o de asistencia a un buque en una situación de peligro. A raíz de todas estas circunstancias surge la importancia de la *empresa de remolque* como empresa especializada que progresivamente va dominando la esfera del remolque profesional, aunque el grado de especialización varía en los distintos países, alcanzando un relieve especial en los países de mayor tráfico marítimo (Menéndez Menéndez, 1964, p. 20). Hoy en día el servicio de remolque aparece confiado preferentemente a las empresas privadas, aunque en ocasiones es prestado por organismos administrativos, corporaciones profesionales del puerto o explotadas como industrias complementarias.

Por tanto, y a modo de resumen, podemos afirmar que la aparición de la hélice en lugar de la rueda de paletas, la construcción de los primeros cascos y calderas de acero y más adelante, la invención del motor diésel, originaron una nueva época en la historia del remolque (Pulido Begines, 1996, p. 30).

A partir de la década de los años 50 del siglo pasado, y con la aparición de la propulsión omnidireccional, se produjo un hito que marcó definitivamente el diseño y la capacidad de

⁹ Por la misma explicación científica que las toberas aumentan el empuje con máquina avante, lo disminuyen con máquina atrás, por lo que se trata de una situación de compromiso en la cual los beneficios que reportan con máquina avante son superiores a los perjuicios que reportan con máquina atrás.

¹⁰ Sistema formado por un par de timones situados a proa de la tobera que se empleaban con los remolcadores convencionales para mejorar su maniobrabilidad con arrancada atrás.

¹¹ No obstante, algunas compañías de remolque como la holandesa *Smith* ya realizaban estas operaciones desde el año 1870 con su remolcador de altura “*Wodan*” con puerto base en Rotterdam y que operaba en la comprendida zona situada entre la costa alemana y el Canal de la Mancha.

asistencia de los remolcadores. En 1954 se puso en servicio el primer remolcador *tractor Voith*, el “*Stier*” con una potencia de 550 kW y que prestó sus servicios durante 25 años, para posteriormente pasar a formar parte del museo marítimo de Bremenhaven. Unos años más tarde, en 1967 entró en servicio en el puerto de Hamburgo el remolcador “*Janus*”, primer remolcador *tractor* de hélices acimutales instaladas a proa, de 10 tons de *bollard pull* y que fue construido por el empresario alemán Ulrich Harms.

Poco después vería la luz el remolcador *ASD*, equipado con hélices acimutales instaladas a popa, y uno de los preferidos a día de hoy a la hora de montar hélices acimutales, siendo el “*Kinross*” el primero que empezó a trabajar en Europa en el año 1981.

Con las mejoras realizadas a lo largo de la historia y los distintos sistemas de propulsión disponibles, el diseño de los remolcadores originales ha cambiado de forma sustancial hasta tal punto que actualmente existe un remolcador apropiado a cada tipo de asistencia. En términos generales, la aparición de la propulsión omnidireccional supuso el poder emplear métodos de asistencias muy eficientes y seguros que resultaban inimaginables con los remolcadores convencionales dotados de hélice y timón convencionales.

A partir de los años 60 del siglo pasado empezó a efectuarse el remolque de altura en las asistencias de las plataformas de prospección marítima de hidrocarburos que, aunque inicialmente tan solo operaban en el Golfo de México, rápidamente se extendió por otras áreas geográficas como el Mar del Norte, Oriente Medio y el Sudeste Asiático, propiciándose la aparición de un nuevo tipo de remolcador.

En general, la existencia de los remolcadores está más que justificada debido a la importancia de los puertos en el comercio marítimo mundial y a la necesidad de asistir a los actuales gigantes del mar, al igual que antaño lo eran los grandes veleros, en su recalada, maniobras de atraque y desatraque de modo seguro y en el mínimo tiempo posible. Por otro parte, los desastres que se produjeron en los últimos 50 años justifican la existencia no sólo del remolcador portuario sino también del remolcador de escolta, el cual no podría prestar dicha asistencia si no contase con la propulsión omnidireccional.

A modo de breve introducción, podemos decir que los remolcadores de escolta son los que se encargan de acompañar a los buques que, navegando por unas zonas especialmente sensibles, transportan mercancías potencialmente peligrosas para minimizar las posibilidades de varada, embarrancada o colisión en caso de que se produzca un fallo, avería o emergencia en los sistemas de propulsión y/o gobierno y tratar así de conservar la integridad del medio ambiente, el buque, la tripulación y la carga. Por esta razón, estos remolcadores deben poder intervenir en un tiempo mínimo en caso de emergencia y con una gran maniobrabilidad, garantizando en todo momento la seguridad del remolcador y su tripulación.

2.2 MARCO REFERENCIAL

Las operaciones de remolque son fundamentales en el transporte marítimo y en él normalmente aparecen dos tipos de embarcaciones, el remolcador, un buque de relativamente poco tamaño, pero de mucha maniobrabilidad y potencia, y el buque remolcado, asistido o escoltado. Estas operaciones son comunes durante el atraque y desatraque de los buques dentro de los puertos de todo el mundo y la relación entre el remolcador y el remolcado se reduce, cuando existe, al cabo de remolque a través del cual el remolcador ejerce la fuerza necesaria para asistirlo.

El aumento del tamaño de los buques junto con la necesidad de mantener su programación de escalas en cualquier condición meteorológica, ha originado ciertos problemas en los puertos pues ante la imposibilidad de maniobrar por sus propios medios en espacios tan reducidos al necesitar mucho espacio tanto por la proa como por los costados, se hace imprescindible disponer de remolcadores cada vez más potentes y eficientes. Por tanto, como las dimensiones de los puertos y sus zonas de atraque no se ampliaron al mismo ritmo que lo hicieron el tamaño de los buques, los primeros suponen limitaciones muy importantes para la seguridad de las maniobras, prevención de impactos con instalaciones fijas, abordajes, y la necesidad de reducir los tiempos de maniobra (Gaston, 1996, pp. 128-129).

Aunque los buques que cuentan con hélices transversales a proa y/o popa o timones de alta eficiencia disponen de una capacidad extra de maniobra, y en ocasiones pueden por sí mismos realizar el atraque o desatraque dependiendo de sus dimensiones, pueden necesitar de la asistencia externa para efectuar dicha maniobra en condiciones suficientes de seguridad y de rentabilidad de tiempo invertido. Por tanto, cuando pueda existir duda de la eficacia de los medios propios del buque, es imprescindible recurrir a la asistencia de los remolcadores y a sus peculiares formas de trabajo, distintas y bien definidas, con una adecuada comunicación y órdenes claras y concisas entre remolcador y el remolcado que lleven a lograr los objetivos deseados.

De esta forma, los remolcadores son embarcaciones cuya función principal consiste en ayudar a buques más grandes y con menor capacidad de maniobra tirando o empujando de ellos en los puertos, en mar abierto o a través de ríos o canales. Por tanto, los remolcadores genéricamente se utilizan para las siguientes funciones:

- Asistir al buque en las maniobras de atraque, desatraque y, en algunos casos, permanencia;
- Ayudar al buque a revirar en un área reducida;
- Asistir al buque en un intento de contrarrestar los efectos que sobre él tienen el viento, el oleaje y las corrientes, especialmente en las situaciones en las que éste navega a baja velocidad, es decir, cuando la eficiencia de su timón es reducida;
- Ayudar a detener la arrancada del buque actuando como un freno;

- Remolcar, empujar o auxiliar a un buque que presente una avería en los sistemas de propulsión y/o gobierno, y;
- Escortar a buques que transportan cargas potencialmente peligrosas en zonas sensibles para contribuir a reducir las posibilidades de un accidente en caso de avería a bordo del buque escoltado o un fallo humano.

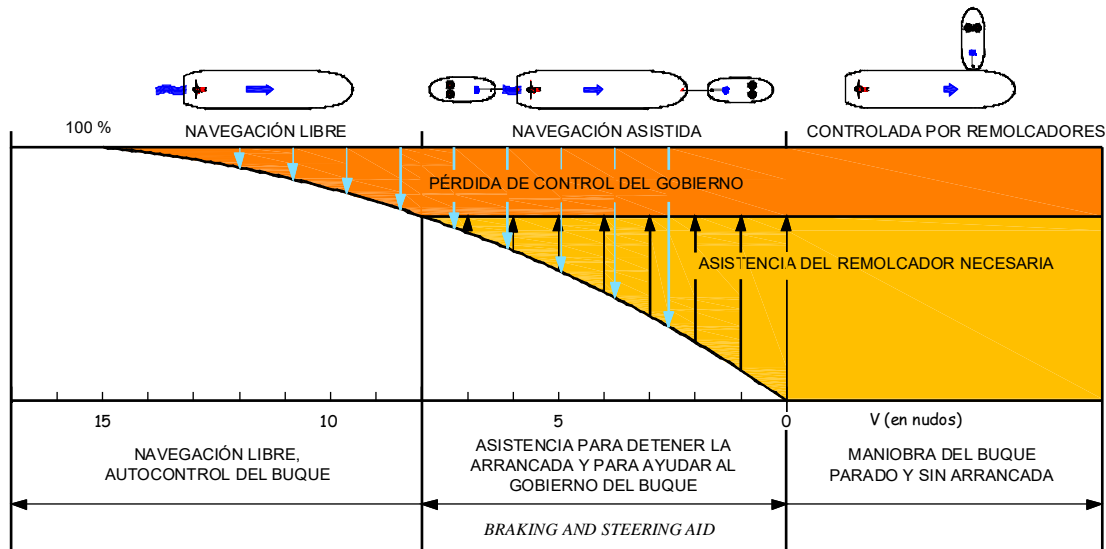


Figura 2.2 Fases de control del buque (Sturmhofel and Bartels, 2000, p. 272). Dibujo: Santiago I. Baniela.

A la hora de seleccionar un remolcador para un tipo de operación, el primer paso es definir el tamaño y características de los buques asistidos, el método de asistencia y la disposición de los elementos de remolque. Por ejemplo, para el remolque portuario en aguas restringidas, la maniobrabilidad del remolcador es más importante que la potencia de tiro o *bollard pull*, a diferencia de lo que ocurre en el remolque de altura donde es más importante su comportamiento en la mar (Gray and Doris, 1982, p. 3).

En la figura 2.2 se muestra con carácter general cuándo y dónde es necesaria la asistencia a un buque por parte de un remolcador en las proximidades de un puerto. La eficiencia del timón del buque se incrementa aproximadamente en relación con el cuadrado de la velocidad por lo que su capacidad de gobierno se reduce muy rápidamente cuando la velocidad disminuye. Por tanto, dependiendo del tamaño y tipo de buque, el viento y las condiciones actuales en un área particular, la asistencia por parte del remolcador se hará necesaria a diferentes velocidades y comprende normalmente tres fases (Sturmhofel and Bartels, 2000, pp. 271-272):

- La **fase inicial** de navegación libre en la que el buque mantiene una velocidad apreciable y puede mantener un adecuado control de la navegación (viento, oleaje y/o corriente) por sus medios propios. En esta fase la asistencia de remolcadores puede ser necesaria con unos requerimientos que en general no demandarán una

potencia o tracción excesiva, pero sí unas condiciones específicas de navegabilidad y eficiencia para poder asistir a un buque en movimiento.

- La **fase intermedia** en la que el buque reduce su velocidad para aproximarse a un área de maniobra, dársena, muelle, etc. por lo que va disminuyendo la eficacia del timón al ser proporcional a la velocidad del buque sobre el agua. En esta fase, la influencia de los agentes externos es preponderante sobre los medios del buque y es necesario recurrir a la asistencia de remolcadores de forma más frecuente y durante un mayor espacio de tiempo para detener la arrancada y ayudar al gobierno del buque.
- La **fase final** en la que se realizan las últimas maniobras de aproximación, reviro y atraque, o el proceso contrario de inicio de la salida. Durante esta fase el buque está sin arrancada con lo cual la eficiencia de sus propios medios en el control de las acciones externas es nula y por tanto se precisa de asistencia por parte de los remolcadores. En esta última fase es donde las hélices transversales del buque actúan con mayor eficiencia.

2.3 HISTORIA DEL REMOLQUE DE ESCOLTA

2.3.1 BREVE REFERENCIA AL INICIO DE LA CONCIENCIA MEDIOAMBIENTAL EN LA CIUDADANÍA

A partir de 1945 se produjo un cambio significativo en la actitud de la ciudadanía hacia el medioambiente y su conservación. En la década de 1950 Rachel Carson¹² fue capaz de transmitir a la opinión pública una preocupación generalizada sobre el medio ambiente y junto con la creación de la ONG ambientalista “Greenpeace” fundada en 1971 en Vancouver, dotaron a los organismos involucrados en temas medioambientales de una voz y fuerza política relevante. A pesar de que generalmente los políticos tienden a reaccionar de forma imperativa solo ante los desastres, en las últimas décadas, la ciudadanía principalmente de Europa y EE.UU. está demandando constantemente mayores niveles de protección medioambiental, de ahí que las políticas relacionadas con este ámbito hayan ganado importancia, especialmente desde principios de la década de 1990.

Todas las empresas, sean del ámbito que sean, están sometidas a una serie de reglamentaciones para proteger la seguridad y salud de sus trabajadores. En el caso concreto del sector marítimo fueron una serie de accidentes de buques petroleros que produjeron grandes vertidos de hidrocarburos los que llamaron la atención de los gobiernos y provocaron su reacción.

¹² Rachel Louise Carson fue una divulgadora estadounidense que, a través de la publicación “*Primavera silenciosa*” en 1962, contribuyó de forma significativa a la puesta en marcha de la moderna conciencia ambiental.

Aunque en Europa tenemos la creencia de que “es mejor prevenir que curar”, tanto Francia en 1978 como Reino Unido en 1994, después de haber padecido importantes accidentes de petroleros con los consecuentes vertidos de hidrocarburo, pusieron en operación una serie de remolcadores para casos de emergencia. España hizo lo propio en 1989 como parte del plan nacional para cumplir con los compromisos y acuerdos internacionales; Holanda puso un remolcador de emergencia en Den Helder en 1995, y; Alemania puso a disposición al buque de emergencia “*Mellum*” como parte de una organización de prevención y respuesta ante una contaminación. En cambio, resulta destacable que Sudáfrica, ya en 1976 había construido dos de los remolcadores de salvamento más grandes del mundo para asistir a los buques con problemas y evitar posibles accidentes que dañasen sus costas por el vertido de hidrocarburos, lo que nos lleva a preguntarnos qué habría ocurrido si en Europa hubiésemos seguido su ejemplo de prevención sin la necesidad de estar influenciados por desastres previos. Esto ha llevado a que muchas Autoridades (portuarias y estatales) y, principalmente, operadores de terminales petrolíferas hayan puesto su atención en el remolque de escolta como parte del sistema de seguridad y protección del medio ambiente.

Por su parte, en EE.UU. fue la *OPA 90* la que impuso nuevas responsabilidades al sector marítimo del transporte de crudo y trajo consigo la expansión de los medios de asistencia por parte de remolcadores y la mejora de los sistemas de recuperación de hidrocarburos y lucha contra la contaminación.

2.3.2 LA APARICIÓN DEL REMOLQUE DE ESCOLTA

Desde la época de la navegación a vela los remolcadores acompañan a ciertos buques desde los canales, ríos y las zonas más restringidas hasta los puntos de atraque o viceversa, bien sea por la limitada maniobrabilidad del buque asistido, por las condiciones meteorológicas que dificultan su maniobra o por cualquier situación puntual y extraordinaria que exige la asistencia por parte de un remolcador. No obstante, el remolque de escolta como tal surge en el año 1975 en los puertos del Estado de Washington donde las Autoridades Marítimas impusieron la obligación de utilizar un remolcador de escolta en el acceso de los petroleros con un peso muerto superior a 40.000 toneladas con el objetivo de reducir los accidentes producidos como consecuencia de las averías en sus sistemas de propulsión y/o gobierno que originaban grandes derrames de hidrocarburos¹³.

El accidente del petrolero “*Exxon Valdez*” en el año 1989 frente a las costas de Alaska originó un ingente número de legislaciones aplicables a todos aquellos buques que, transportando

¹³ Para ello la potencia de los remolcadores, expresada en CV, debería ser al menos el 5% del peso muerto del buque escoltado, siendo la compañía americana *Foss Maritime* la primera en escoltar a los primeros petroleros por mandato expreso del Estado de Washington.

mercancías peligrosas, tenían intención de atracar en los puertos norteamericanos, de tal forma que tenían que ser escoltados por remolcadores relativamente grandes y potentes (Jansen, 2014, p. 245). Aunque no se trataba del accidente con el mayor vertido de hidrocarburos que había sufrido EE.UU.¹⁴ sí fue el que tuvo el mayor efecto psicológico y político en relación al transporte de hidrocarburos por vía marítima, quizá por las tres razones siguientes:

- Primero, el vertido ocurrió en una de las regiones geográficas marítimas más hermosas de Norteamérica, considerada como una de las últimas fronteras de belleza natural que los ciudadanos y la industria americana todavía no habían destruido;
- Segundo, ya existía cierta tensión entre la industria petrolífera en Alaska y los activistas de esa región. La población de las proximidades de Prince William Sound ya mostraba su preocupación respecto al daño real y potencial que las compañías petrolíferas estaban produciendo en ese contorno geográfico original y primitivo. De forma general, la gente de Alaska es muy independiente y dispuesta a decir lo que piensan oponiéndose a cualquier empresa u organización, grande o pequeña, que ponga en peligro su estilo de vida. De ahí que las presiones políticas de mucha gente de esta región contribuyesen a la legislación generada tras el accidente y;
- Tercero, la responsabilidad legal frente a terceros (traducida en dólares) y el daño a la imagen de la compañía naviera y petrolífera fue muy importante por lo que ninguna de las principales compañías americanas relacionadas con el sector quería experimentar en primera persona un vertido como el del “*Exxon Valdez*” (Gray and Hutchison, 2004, pp. 7-8).

Cuatro minutos después de la medianoche del 24 de marzo de 1989, el VLCC “*Exxon Valdez*”, de 213.755 toneladas de peso muerto, encalló en Bligh Reef, Prince William Sound, Alaska. El impacto contra el fondo provocó importantes daños en 8 de sus 11 tanques de carga y 3 tanques de lastre, por lo que rápidamente vertió al mar el 20% de petróleo que transportaba, es decir, casi 267.000 barriles. Las operaciones de limpieza fueron espectaculares en términos de tamaño, esfuerzo, extensión geográfica y sensibilidad política (Bartholomew, 1990, p. 34).

A raíz de este accidente nació la *Oil Pollution Act* en el año 1990 (Cohen, 1990, p. 5), comúnmente conocida como *OPA 90* que consagró definitivamente el concepto de remolque de escolta en EE.UU. para aquellos buques que, transportando mercancías peligrosas, pretendían operar en sus puertos después de navegar por canales y zonas angostas o especialmente sensibles.

¹⁴ En primera posición, teniendo en cuenta la cantidad vertida de barriles de hidrocarburo procedente del accidente de un petrolero se encuentra el “*Burmah Agate*” en el Golfo de México en 1979 con 300.000 barriles; en segundo lugar, el propio “*Exxon Valdez*” con 267.000 barriles; en tercer lugar, el “*Corinthos*”, en el río Delaware en 1979 con 266.00 barriles, seguidos por el “*Argo Merchant*” y el “*Texaco Oklahoma*” en 1976 y 1971 respectivamente en la costa este con 225.000 barriles cada uno.

La *OPA 90* fue aprobada por el 101º Congreso de los Estados Unidos, y firmada por el presidente George H.W. Bush, para mitigar y prevenir la responsabilidad civil de futuros derrames producidos en la costa de EE.UU.¹⁵ Dicha ley establece que las empresas deben tener un "*plan para prevenir los derrames que puedan ocurrir*" y un "*plan de contención y limpieza detallado*" para los derrames. También incluye una cláusula que prohíbe operar en Prince William Sound a todo buque que, después del 22 de marzo de 1989, hubiera provocado un derrame de petróleo mayor de 3.800 m³ en cualquier área marítima.

Por tanto, la *OPA 90* nació fruto de las imperfecciones de las dos leyes anteriores en materia de anticontaminación, la *Clean Water Act* de 1977 (CWA) promulgada en respuesta a la embarrancada del "*Argo Merchant*" en Nantucket, Massachusetts, en 1976 y la *Federal Water Pollution Control Act (FWPCA)* en 1972 como parte de una reorganización de la *Water Quality Improvement Act*. Ambas legislaciones constituyeron el marco de responsabilidad aplicable para depurar responsabilidades en el siniestro del "*Exxon Valdez*".

De acuerdo a la *OPA 90*, la marina americana *Coast Guard* también promulgó la ley 33 CFR¹⁶ 168 donde se exige la asistencia de un remolcador de escolta a los buques tanque monocasco de 5.000 GTs o superior, incluyendo los petroleros de doble fondo o doble costado así como a los de doble casco que no cumplieren con la 33 CFR 157.10 (d).

Por tanto, si los petroleros disponen de doble casco y cumplen una serie de exigencias, el remolque de escolta no es obligatorio (no resulta aplicable la *OPA 90*). De este modo, la escolta de petroleros de doble casco a través de las aguas del Estado de Washington únicamente está regulada por la ley RCW¹⁷ 88.16.190 que entró en vigor en 1975, siendo enmendada en el 1994.

Las leyes aplicables de cuyo cumplimiento se encarga la *Coast Guard*¹⁸, en las aguas donde tenga soberanía, requieren la asistencia de al menos dos remolcadores de escolta para asistir a los buques tanque, los cuales deben cumplir los siguientes requisitos mínimos:

1. Conjunto de requisitos operacionales para que el petrolero sea escoltado dentro de las propias capacidades del remolcador con el objetivo de controlar de forma efectiva su derrota en caso de una avería mecánica en el sistema de gobierno o propulsión, teniendo

¹⁵ Tras la catástrofe del "*Exxon Valdez*", la gobernadora del Estado de Alaska, Jay Hammond en 1989 autorizó la creación de la Comisión de Derrames de Petróleo de Alaska para examinar las causas del accidente y emitir recomendaciones sobre posibles cambios en las leyes vigentes. Hammond nombró como presidente de la Comisión a Walter B. Parker, un funcionario asesor de transportes y bajo su presidencia, se emitieron 52 recomendaciones para la mejora de la industria petrolífera. El Congreso de Estados Unidos en última instancia adoptaría 50 de las 52 recomendaciones de la Comisión en la *OPA 90*.

¹⁶ *Code of Federal Regulations*.

¹⁷ *Revised Code of Washington*.

¹⁸ En sus inicios, la *OPA 90* causó tal cantidad de legislación procedente de diversos organismos y administraciones, que la *Coast Guard* americana decidió publicar una serie de boletines mensuales "*News Update*" para ayudar a difundir los avances en dicha legislación a través del Departamento de Seguridad Marítima y Protección Medioambiental.

en cuenta su velocidad, condiciones ambientales y meteorológicas, tráfico, peligros y otros factores que pueden reducir el espacio de maniobra.

2. Conjunto de requisitos que estipulan que, actuando de forma individual o conjunta, deben ser capaces de:
 - a. Remolcar al petrolero a 4 nudos en condiciones de calma y mantenerlo en una posición estable contra un viento de proa de 45 nudos;
 - b. Detener la arrancada del petrolero en la misma distancia que éste necesitaría en la maniobra de parada de emergencia o “*crash-stop*” a una velocidad de 6 nudos usando su propio sistema de propulsión;
 - c. Mantener al petrolero en un rumbo estable en caso de que su timón quede metido 35° a una banda y a 6 nudos de velocidad y;
 - d. Cambiar 90° el rumbo del petrolero en caso de oscilación libre de su timón, a una velocidad de 6 nudos, y en la misma distancia de avance y desviación lateral o traslado (“*advance and transfer*”) de su curva evolutiva con el timón metido todo a una banda.

El primero de estos requisitos tiene como objetivo proporcionar una relación positiva entre la velocidad del buque asistido, las condiciones meteorológicas y la zona de maniobra ya que, si se produce un aumento en la velocidad, una reducción del espacio de maniobra y/o un empeoramiento de las condiciones meteorológicas, origina un incremento de las capacidades demandadas del remolcador de escolta.

El segundo de los requisitos tiene como objetivo definir las condiciones mínimas de los remolcadores de escolta.

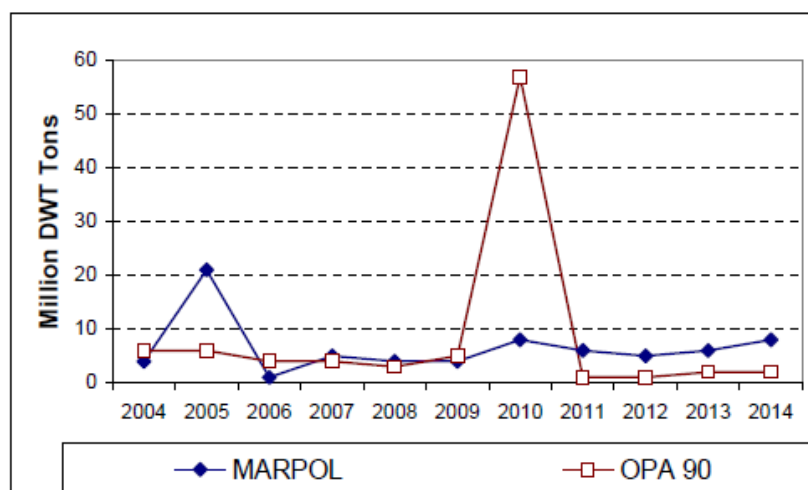


Figura 2.3

Representación de la retirada de los petroleros monocasco por exigencias de la OPA 90 y el MARPOL (Gray and Hutchison, 2004, p. 30).

La *OPA 90* prohibía a los buques tanque monocasco igual o mayor a 5.000 *GTs* operar en aguas de los EE.UU. a partir de 2010, a pesar de que el *MARPOL* les permitiese operar hasta el 2015. En el gráfico de la figura 2.3 se observa el calendario de eliminación de los petroleros monocasco mayores de 5.000 *GTs* según la *OPA 90* y el *MARPOL* aplicables a la flota internacional. Resulta relevante el pico que se produjo en el 2010 como consecuencia de los buques que han dejado de prestar servicio a raíz de las exigencias de la *OPA 90*.

A modo de resumen, podemos afirmar que se impuso a los armadores la obligatoriedad de construir buques de doble casco con determinadas características si pretendían operar libremente en aguas estadounidenses, al considerar que, en caso de colisión, varada o embarrancada, se reduce considerablemente el riesgo de derrame de hidrocarburo.

El 6 de enero de 1992, la editorial de *Lloyd's List International* definía a la *OPA 90* como “posiblemente la legislación marítima más importante del siglo” y es que con ella podemos afirmar que EE.UU. abrió la “caja de Pandora” a nivel mundial referente a la conciencia medioambiental (Cohen, 1992, p. 213). Por tanto, generalmente hablando, en EE.UU. fueron los Estados los que impusieron la obligatoriedad de emplear un remolcador de escolta mientras que en Europa fueron las propias terminales petrolíferas las encargadas de hacerlo, de tal forma que no existe una regulación internacional común que regule el remolque de escolta (Saari, 2015, p. 23).

En países europeos como Noruega y Reino Unido también se empezaron a realizar escoltas a los superpetroleros que se dirigían a sus puertos, como hemos dicho, casi siempre después de haber sufrido un vertido importante. Por ejemplo, en Noruega, tras el accidente del gasero “*Humboldt*” en el año 1979 en su tránsito por uno de sus canales, se hizo obligatorio el remolque de escolta para el área de Grenland, en la costa oriental, y dos años más tarde, en el 1981, entró en funcionamiento un remolcador tipo *tractor* especialmente diseñado para las labores de escolta (Hensen, 2003, p. 134). En el 1989 también en Noruega, concretamente en Bergen, encalló el *bulk carrier* “*Mercantile Marica*”, tras una avería en la máquina con el consecuente derrame de hidrocarburo. Este accidente provocó que las compañías petrolíferas obligasen a efectuar el remolque de escolta desde y hacia las terminales de *Sture* y *Mongstad* (Amundsen, 2000, p. 47).

En Reino Unido los primeros remolques de escolta se realizaron en el año 1991; en Suecia en el año 1990; en Finlandia a principios de los años 90 con el remolcador *ASD* “*Esko*” (Saari, 2015, p. 9) y en La Coruña fue a partir de 1992 tras la embarrancada del petrolero griego “*Aegean Sea*” bajo la Torre de Hércules, durante las maniobras de entrada en el puerto después de haber estado fondeado en la ría de Ares, cuando se empezó a emplear a un remolcador que acompañaba a los petroleros desde una posición por la proa de los mismos y sin dar el cabo de remolque, aunque esta operación de acompañamiento no se trata de un genuino remolque de escolta en sentido estricto.

De esta forma, fue en la segunda parte del siglo XX, con una creciente concienciación de las organizaciones marítimas para reforzar la seguridad marítima y la prevención de los vertidos al mar, cuando surgió el concepto de remolque de escolta como una solución que reducía significativamente (en ocasiones en un 80%) los riesgos de colisión, varada y embarrancada que están presentes durante la recalada o salida de las terminales de los buques que transportan mercancías peligrosas, principalmente petroleros y gaseros (LNG World Shipping, 2007, pp. 46-47). Hoy en día, son las autoridades gubernamentales o las propias terminales petrolíferas las que exigen esta maniobra¹⁹, la cual si no se ejecuta adecuadamente implica una serie de riesgos para la seguridad del remolcador, su tripulación y el buque escoltado.

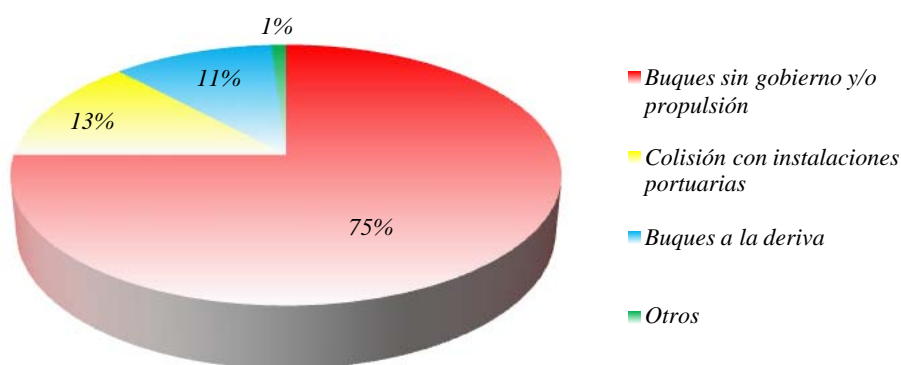


Figura 2.4 Porcentaje de las causas de los accidentes en zonas portuarias (Buksér og Berging, n.a.).

Tal y como puede verse en el gráfico de la figura 2.4 las causas principales de los accidentes en las zonas portuarias (principalmente la embarrancada y la varada) se producen como consecuencia de una avería en el sistema de propulsión y/o gobierno de los buques, por lo que la Sociedad de Clasificación DNV hizo un estudio, basándose en hechos reales, para poder determinar las formas de minimizar este riesgo latente, concluyendo que son tres los caminos principales para conseguirlo:

- La instalación de un servicio de tráfico marítimo VTS²⁰;
- La asistencia de un práctico y;
- La asistencia de un práctico junto con un remolcador de escolta.

Como puede verse en el gráfico de la figura 2.5, la última hipótesis es la que reduce en gran medida el riesgo de sufrir un accidente.

¹⁹ Ya se ha dicho que en EE.UU. son las reglas federales las que establecen la obligatoriedad y las condiciones de la escolta, mientras que en los países europeos suelen ser las terminales.

²⁰ Acrónimo del término anglosajón *Vessel Traffic Service*.

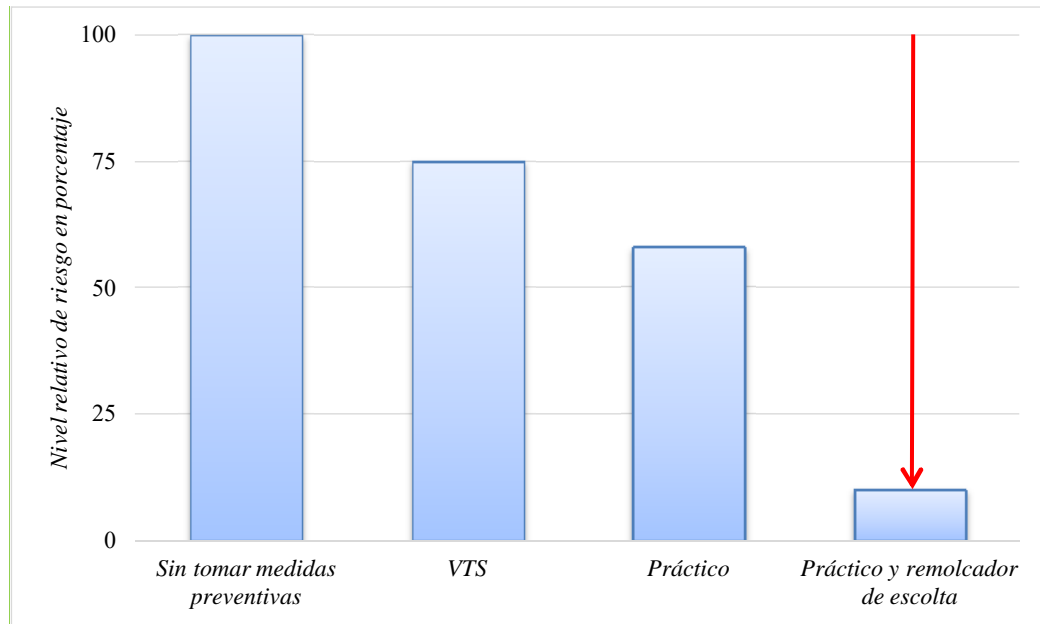


Figura 2.5 Representación de la reducción del riesgo de accidente según las medidas tomadas (Buksér og Berging, n.a.).

A lo largo de la historia, la cantidad de derrames de hidrocarburos provocados por los buques presenta picos extraordinarios debido a determinados accidentes puntuales de los grandes petroleros, de tal forma que un único accidente de este tipo puede disparar las estadísticas. Para comprobar esta circunstancia basta con observar la tabla de la figura 2.6 en la que se incluyen los accidentes más importantes de la historia y las toneladas vertidas al mar para darse cuenta de su impacto en el medio ambiente.

Posición	Nombre	Año	Situación	Derrame (tons)
1	"Atlantic Empress"	1979	Tobago	287.000
2	"ABT Summer"	1991	Angola	260.000
3	"Castillo de Bellver"	1983	Sudáfrica	252.000
4	"Amoco Cadiz"	1978	Francia	230.000
5	"Haven"	1991	Italia	144.000
6	"Odyssey"	1988	Canadá	132.000
7	"Torrey Canyon"	1967	Reino Unido	119.000
8	"Sea Star"	1972	Omán	115.000
9	"Irenes Serenade"	1980	Grecia	100.000
10	"Urquiola"	1976	España	100.000

Figura 2.6 Los diez mayores desastres de buques que produjeron derrames de hidrocarburos.

Podemos preguntarnos si alguno de estos accidentes se podría haber evitado mediante un servicio de escolta eficiente realizado por las zonas especialmente sensibles, pues muchos de

ellos se produjeron porque el buque quedó sin máquina y/o gobierno precisamente en esas zonas más delicadas. No obstante, no se puede afirmar que con los remolcadores de escolta se hubieran evitado estos accidentes ya que normalmente todo accidente es el resultado de la suma de múltiples factores que concurren en un mismo intervalo de tiempo hasta desencadenar el accidente, por lo que es probable que, en ciertos casos, incluso con la presencia de un remolcador de escolta, no se hubiesen evitado o reducido las consecuencias del accidente. Por tanto, el remolque de escolta debe ser considerado como un procedimiento para casos de emergencia que tiene como objetivo evitar o, al menos disminuir, las probabilidades de una colisión, varada, embarrancada o abordaje después de una avería y/o un fallo humano en el buque tanque escoltado durante su tránsito por las zonas restringidas o más sensibles.

Los retos a los que se enfrentan los diseñadores en la construcción de los remolcadores es la selección óptima de las dimensiones principales del remolcador, el diseño de las formas y apéndices (quillones y quillas de cajón principalmente) para generar altos coeficientes de sustentación; mejorar el equilibrio de fuerzas para minimizar la potencia requerida y; adaptar las fuerzas sobre la línea de remolque en situaciones dinámicas y en diferentes condiciones de la mar con respecto a la estabilidad del remolcador y los límites técnicos del equipo y cabo de remolque. Concretamente el diseño de las líneas y apéndices del remolcador tienen que relacionarse con el punto de aplicación de la resistencia hidrodinámica del agua y la posición de la guía reforzada (punto de remolque).

CAPÍTULO III. EL REMOLCADOR CONVENCIONAL COMO PUNTO DE PARTIDA HACIA LA NECESIDAD DE NUEVOS TIPOS DE REMOLCADORES MÁS EFICIENTES Y SEGUROS

3.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL REMOLCADOR CONVENCIONAL



Figura 3.1 Remolcador típico convencional americano “Scott T. Slatten”. Fuente: <http://www.tugboatinformation.com>

Aunque han caído en desuso desde los años 50 del siglo pasado como consecuencia de la aparición de los remolcadores con propulsión omnidireccional, todavía existe un número importante de remolcadores por todo el mundo propulsados con una “*single screw*”, dos “*twin screw*” o tres “*triple screw*” hélices fijas situadas a popa, más conocidos como remolcadores convencionales (Gaston, 1996, p. 14)¹.

Aunque existe una amplia variedad de diseños del remolcador convencional (llamado a desaparecer en beneficio del remolcador con propulsión omnidireccional por sus capacidades superiores en cuanto a seguridad y maniobrabilidad) el más sencillo es aquel que está propulsado por una o dos hélices de paso fijo *FPP*² instaladas en la popa del mismo y dotado de un timón ordinario, lo que supone que la eficiencia y maniobrabilidad con máquina atrás sean bastante pobres debido a los efectos combinados de la hélice y el timón en esta condición.

El punto de remolque suele estar situado aproximadamente a una distancia de $0,45 \times LWL$ ³ desde la popa aunque en algunos remolcadores convencionales americanos el punto de remolque se sitúa aún más hacia popa, lo que da lugar a un rendimiento todavía menor en cuanto a las capacidades de maniobrabilidad y seguridad se refiere cuando trabajan con un remolque en línea a cierta velocidad. Sin embargo, esta circunstancia les proporciona a los remolcadores americanos la posibilidad de extender la habilitación más hacia popa tal y como se

¹ Conocidos con el acrónimo “CT” derivado de la terminología anglosajona “Conventional Tug”.

² Acrónimo anglosajón de “Fixed Pitch Propeller”.

³ “Length at the Waterline” o eslora en la flotación.

observa en la figura 3.1, aunque varios autores atribuyen esta circunstancia a las mayores exigencias legales americanas en cuanto a habitabilidad y a tripulación mínima respecto a la legislación europea (Gaston, 1996, p. 29). En cualquier caso, la maniobra de remolque en línea no era habitual en América pues los remolcadores convencionales solían trabajar al costado del buque asistido⁴.

Tal y como se aprecia en la figura 3.2 los remolcadores convencionales europeos, generalmente de menores dimensiones, suelen tener el punto de remolque aproximadamente en la medianía de la eslora y la superestructura más hacia proa respecto a los americanos.



Figura 3.2 Remolcador típico convencional europeo “Hermes”. Fuente: <https://www.shipspotting.com>

Cuando el remolcador convencional navega libremente o cuando trabaja con un remolque en línea y con el cabo de remolque en banda, se comporta y maniobra igual que cualquier otro buque, con su punto giratorio “*pivot point*” situado aproximadamente a un cuarto de la eslora desde la proa con arrancada adelante⁵. Sin embargo, cuando el cabo de remolque coge tensión, el punto giratorio se desplaza hacia popa, hasta confundirse con el punto de remolque, que como se ha dicho anteriormente, en el caso de los remolcadores convencionales está situado a una distancia de $0,45 \times LWL$ desde la popa. En este caso, aunque la distancia longitudinal entre la

⁴ En EE.UU. aquellos remolcadores que trabajaban con un remolque en línea tenían el punto de remolque más hacia proa, en una posición similar a los remolcadores europeos.

⁵ La situación del punto giratorio con arrancada adelante o atrás está determinado por el equilibrio alcanzado entre el momento del movimiento adelante o atrás y la resistencia longitudinal y residual provocada por la masa de agua a proa o a popa del buque respectivamente. Con arrancada adelante o atrás, y en navegación libre el punto giratorio se sitúa aproximadamente a un cuarto ($1/4$) de la eslora desde la proa o popa respectivamente, y cuando está parado y sin arrancada, se sitúa en el centro de presión lateral (CPL), aproximadamente en la medianía de la eslora.

hélice y el punto giratorio se reduce, el remolcador todavía sigue teniendo un brazo de giro importante por lo que puede gobernar relativamente bien. No obstante, si el cabo de remolque se pasa por un guía-cabos cerrado o una trapa⁶ “*gob rope*”, de tal forma que se desplaza el punto de remolque todavía más hacia popa, el brazo de giro de las hélices disminuye y entonces la capacidad de maniobra se ve afectada negativamente debido a la disminución del brazo hélice-punto giratorio. Por tanto, si lo que se pretende es que el remolcador mantenga unas condiciones de maniobrabilidad aceptables, el punto de remolque debe estar lo más a proa posible aunque esta separación longitudinal entre la hélice y el punto de remolque origina una serie de riesgos como el “*girting*” y “*tripping*”⁷ que veremos más adelante y que pueden hacer que la seguridad del remolcador se vea muy comprometida.

Los remolcadores convencionales son los que tienen actualmente la maniobrabilidad más reducida, desarrollando sus máximas prestaciones con máquina avante debido a la separación longitudinal entre la ubicación del punto de remolque y la propulsión a no ser que dispongan de timones de alta eficiencia. Con máquina atrás, y con hélice de paso fijo *FPP*, el empuje transversal de la hélice y la corriente de expulsión incidiendo sobre el codaste harán que la popa caiga relativamente fácil a una u otra banda, dependiendo si vista desde la popa es dextrógira (paso a la derecha) o levógira (paso a la izquierda), por lo que esta circunstancia sumada a la menor potencia que disponen con máquina atrás y a la escasa capacidad evolutiva del timón convencional, hacen que los remolcadores convencionales sean especialmente poco efectivos para maniobras en las que tengan que emplear máquina atrás. No obstante, este inconveniente puede solventarse, en parte, con la instalación de timones de alta eficiencia, una tobera y una hélice transversal de proa, pudiendo incluso en estos casos llegar a desplazarse transversalmente. Evidentemente, si se instala más de una hélice⁸, la capacidad de maniobra del remolcador mejora tanto avante como atrás e incluso pueden llegar a girar en torno a su propia eslora.

Aunque en ausencia de otro remolcador más moderno con prestaciones superiores en cuanto a sus capacidades de maniobrabilidad y seguridad, el remolcador convencional puede llegar a utilizarse en cualquier tipo de asistencia, en determinadas maniobras no debería emplearse por sus propias limitaciones intrínsecas. Este es el caso, por ejemplo, de dar el cabo de remolque por la popa de un buque con arrancada avante ya que la tensión sobre el cabo de remolque trabajando transversalmente al remolcador puede hacer que éste termine dando la vuelta. Otro

⁶ La trapa es un cabo con una longitud y resistencia apropiada, por debajo del cual laborea la línea de remolque y cuya longitud puede ajustarse a voluntad según lo requiera el capitán del remolcador.

⁷ Aunque algunos autores consideran el “*girting*” y el “*tripping*” como dos palabras que definen el mismo fenómeno, según los cuales la diferencia radica en que “*girting*” es el término original, náutico y más antiguo, y “*tripping*” el término moderno que resulta comprendido por los profesionales del sector y los que no lo son (Livingstone and Livingstone, 2012, p. 233).

⁸ En este caso, las dos hélices giran con máquina avante hacia fuera, es decir, si son hélices de paso fijo *FPP*, la hélice de estribor es de paso a la derecha y la hélice de babor a la izquierda.

ejemplo se produce en la maniobra de estar tirando, y por tanto con el cabo de remolque en tensión, sobre el costado del buque y por circunstancias de la maniobra, tuviese que dejar de tirar para pasar a empujar “*push-pull method*”. Para hacerlo en el menor tiempo posible, tendría que empujar con su popa, es decir dando máquina atrás, pues si tiene que girar 180° y empujar con la proa la maniobra puede demorarse un periodo de tiempo excesivo para garantizar la seguridad de la misma. Pero esta maniobra de empujar con la popa tampoco resulta sencilla pues, como dijimos, el control de la popa con máquina atrás es bastante limitado a no ser que se disponga de hélice transversal de proa o doble hélice a popa.

Por otra parte, las defensas situadas en la popa de un remolcador convencional tienen unas prestaciones menores que las de proa, pues son remolcadores concebidos para empujar con la proa (cabeza opuesta a donde se sitúan los propulsores). Otro inconveniente, al empujar con la popa del remolcador es que la hélice está relativamente cerca del buque asistido, normalmente de mayor calado que el remolcador, por lo que el reflujo y remolinos de agua hacia la hélice pueden afectar negativamente al rendimiento de la misma.

En los últimos años, y especialmente en los remolcadores portuarios, los operadores e ingenieros han centrado sus esfuerzos en el diseño y mejora del sistema de propulsión y gobierno, pues éstas son las características que determinan sus capacidades para prestar un tipo u otro de asistencias con condiciones suficientes de seguridad, teniendo en cuenta que las maniobras se efectúan cada vez con buques más grandes y en los mismos espacios reducidos, motivo por el cual los remolcadores tienen que poder desplazarse en todas las direcciones, con la máxima potencia y en el mínimo tiempo posible.

En general, la maniobrabilidad de un remolcador convencional depende en gran medida de los siguientes aspectos:

- La forma y diseño de su casco, los cuales actualmente suelen estar diseñados para presentar su mejor forma hidrodinámica en las proximidades de la popa, con el fin de que el flujo de agua llegue a las hélices con las mínimas turbulencias;
- La ubicación del punto de remolque, que debe estar muy próximo al centro de presión lateral y;
- El número y tipo de timones y hélices instalados.

Tal y como puede observarse en las figuras 3.3 y 3.4, en las últimas décadas el diseño de las líneas de estos remolcadores ha sufrido una evolución importante, hasta tal punto que los nuevos remolcadores convencionales tienen cierta similitud con los remolcadores *ASD* que estudiaremos más adelante.

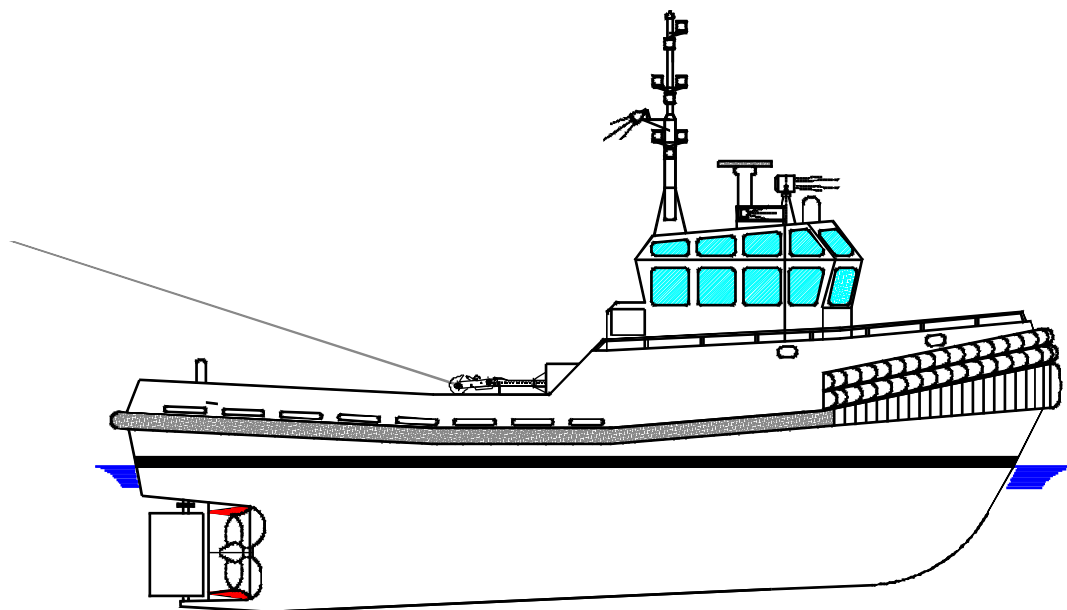


Figura 3.3 Vista de costado de un remolcador convencional con su forma clásica de obra. Dibujo: Santiago I. Baniela.

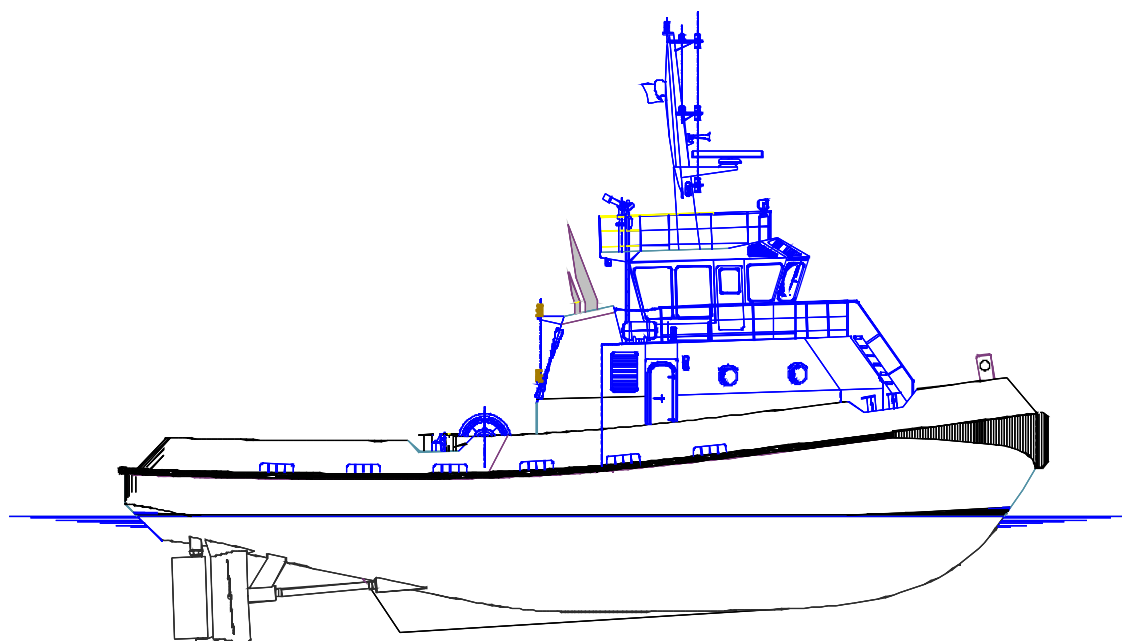


Figura 3.4 Vista de costado de un remolcador convencional moderno de la serie Sanmar (GA Dogancay). Dibujo: Santiago I. Baniela.

3.2 EL SISTEMA DE GOBIERNO

El sistema de gobierno de la mayoría de los remolcadores convencionales está formado por timones compensados o semi-compensados, es decir, con el borde de ataque del timón prolongado hacia la proa de la mecha del mismo, con el objeto de utilizar el flujo de agua de forma más eficaz y disminuir el momento del par adrizante del timón. Además, la mayoría de estos timones tienen una superficie de pala mayor en comparación con los timones de otros buques de las mismas dimensiones con el objeto de compensar el momento de evolución un poco menor que tiene este timón en comparación con un timón convencional con igual superficie de la pala. Esta circunstancia obliga a que muchos de estos timones sean soportados, es decir, que descansen sobre el talón del codaste para soportar el peso del timón y, en su caso, la hélice.

El sistema formado por dos hélices y un solo timón a popa y centrado respecto a las mismas no es muy eficaz para las maniobras exigidas a los remolcadores portuarios dado que el flujo de agua expulsado por las hélices no incide directamente sobre el timón⁹.

Los sistemas de timones de alta eficiencia más comúnmente empleados en los remolcadores convencionales y a los que vamos a hacer referencia en los sub-apartados siguientes son el sistema *Towmaster*, el *Schilling Rudder* y el timón de aleta o *Flap Rudder*:

3.2.1 EL SISTEMA *TOWMASTER* Y LOS TIMONES *FLANKING*



Figura 3.5 Sistema de propulsión y gobierno del remolcador “Jabba” con dos hélices CPP con sendas toberas y dos timones flanking a proa de cada una de las hélices. Fuente: <http://www.marinelink.com>

El sistema *Towmaster* consiste en un serie de tres timones de alta eficiencia denominados de “persiana o contraventana” (*shutter rudders*) instalados a popa de la hélice con tobera fija, y dos

⁹ A pesar de esto, este sistema puede ser de utilidad para los remolcadores de altura cuando navegan a alta velocidad.

timones acompañantes o *flanking* colocados en la cara de proa los cuales permanecen a la vía cuando el remolcador va con máquina avante y que son controlados por dispositivos independientes de los tres timones de popa. Con este sistema se mejora la maniobrabilidad del remolcador tanto con máquina avante, pues permite ángulos de metida a una y otra banda de hasta de 60°, como con máquina atrás ya que los dos timones *flanking* reciben el flujo de agua de la hélice y actúan siguiendo el mismo principio de un timón ordinario con máquina avante (Hensen, 2003, pp. 16-17).

Una variante del sistema *Towmaster* es el desarrollado por *NautiCAN Research & Development Ltd.* de Canadá que consiste en la instalación de tres timones de tipo “persiana o contraventana” colocados en la cara de popa de una hélice de tres palas, específicamente diseñada para este sistema y colocada en el interior de una tobera fija, con la ausencia de los dos timones *flanking* a proa de la hélice (Iglesias Baniela, 2003, p 72). Es un sistema que resulta eficiente en los remolcadores que trabajan con pequeños ángulos de metida, ya que la presión normal “*lift*” generada por un timón con estos ángulos es directamente proporcional a la relación de aspecto (relación entre la altura y la cuerda del timón), aunque por contra, cuanto mayor es la relación de aspecto, menor es el ángulo de metida al que se produzca la separación del fluido “*stall*”, por lo que se trata de un situación de compromiso.



Figura 3.6 Detalle del sistema NautiCAN instalado en un remolcador con dos hélices de tres palas. Fuente: <http://www.nautican.com>

Los timones *flanking*, que normalmente suelen ser dos y están colocados en la cara de proa de la hélice, también se instalan en remolcadores que no disponen del sistema *Towmaster*, tratándose de un sistema que cuenta únicamente con un timón ordinario situado a popa de la hélice, con o sin tobera que se utiliza cuando el remolcador va con máquina avante, y los dos timones *flanking* a proa de la hélice, empleados cuando el remolcador va con máquina atrás, siendo muy utilizado en remolcadores fluviales (Reid, 1992, p. 34). Al igual que ocurre con el sistema

Towmaster, los timones *flanking* se mantienen a la vía cuando se da máquina adelante y se controlan de forma totalmente independiente del timón principal situado a popa de la hélice.

3.2.2 EL TIMÓN COLA DE PEZ O *SCHILLING RUDDER*

Es un timón de alta eficiencia en el que se puede apreciar que si se realiza a su diseño un corte horizontal de una sección transversal, éste adopta forma de cola de pez, de tal manera que para poder utilizar de modo más efectivo el flujo de agua proveniente de la hélice, cuentan con unas planchas de acero horizontales de forma rectangular ubicadas en la parte superior e inferior de su robusta estructura y solidarias a la misma, es decir, sin partes móviles (Hensen, 2003, p. 16). Entre estas dos planchas horizontales discurre el flujo de agua expulsado por la hélice trabajando en frente del mismo para orientar los filetes líquidos hacia la pala del timón y contribuir a disminuir las cabezadas del buque. Precisamente la ausencia de partes móviles en el agua hace que no sea necesario efectuar un mantenimiento muy exhaustivo.

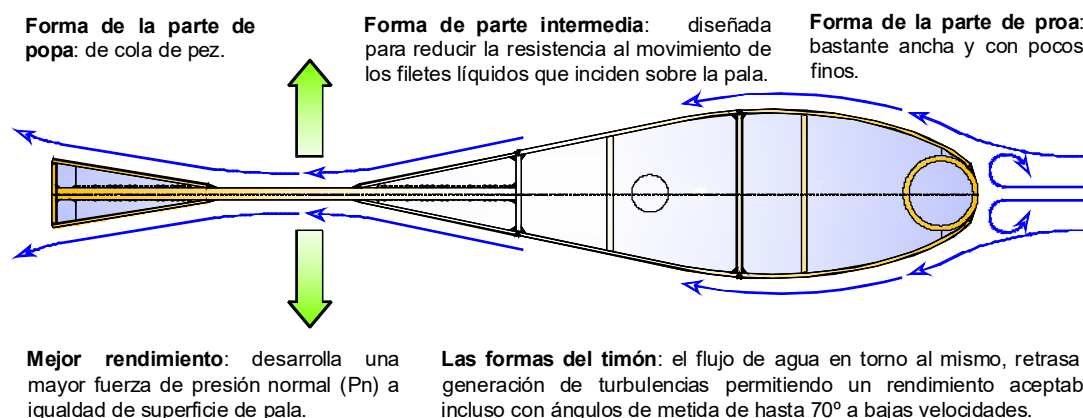


Figura 3.7 Representación del flujo de agua a lo largo de la pala del timón Schilling, donde se observa a vista de pájaro su característica forma de cola de pez. Fuente: <https://www.becker-marine-systems.com> Dibujo: Santiago I. Baniela.

El coeficiente de presión normal “*lift coefficient*” que generan dando adelante puede ser un 30% superior a un timón convencional, establecido en unos 35° , permitiendo al remolcador girar en torno a su propia eslora. El coeficiente de presión normal cuando va con máquina atrás también es relativamente alto. A poca velocidad y con un ángulo máximo de metida de hasta 70° a babor y a estribor sin que se produzca la separación del fluido “*stall*”, puede actuar igual que un *flap rudder*, es decir, como una hélice transversal de popa (Iglesias Baniela, 2003, pp. 79-81).

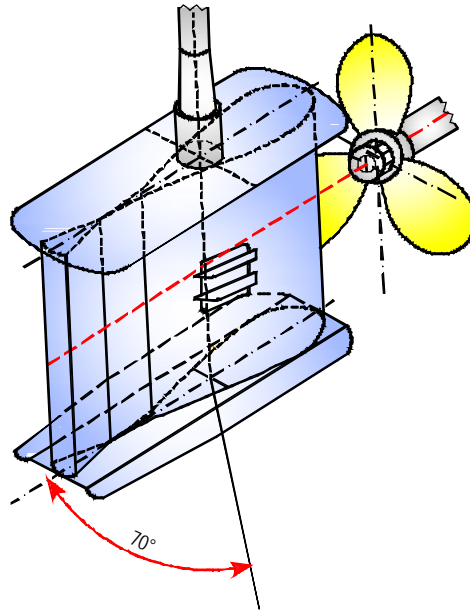


Figura 3.8 Vista lateral de un timón Schilling MonoVec. Fuente: <http://www.japanham.com/en> Dibujo: Santiago I. Baniela.

Un tipo de timón de cola de pez que puede verse a bordo de remolcadores¹⁰ es el *Schilling Monovec*. Se trata de un timón semi-compensado, bien sea soportado o colgado, que se instala en buques con una sola hélice y que trabaja de un modo similar a un timón convencional, proporcionándole una maniobrabilidad muy superior respecto al timón convencional. Tal y como se aprecia en la figura 3.8, cuenta con las dos planchas horizontales en la parte superior e inferior del mismo formando un cuerpo solidario y tiene un ángulo máximo de metida a una banda de 70° (Hensen, 2003, p. 16).

3.2.3 EL TIMÓN DE ALETA O FLAP RUDDER

Este sistema consiste en añadirle en la cara de popa del timón convencional una aleta o “flap” con movilidad independiente del mismo pero controlado por una conexión entre ambos y que representa en torno a un 25% de la superficie total del timón principal. Aunque cada fabricante (*Becker*, *Rolls-Royce*, etc.) construye sus timones con unas características de diseño propias, en todos ellos el ángulo de metida de la aleta es función automática del ángulo de metida del timón principal¹¹. En el caso de los remolcadores, el ángulo máximo de metida del timón principal está

¹⁰ Los buques mercantes también disponen de la opción de montar el sistema *VecTwin* (dos timones *Schilling* por hélice).

¹¹ Como el ángulo de metida de la aleta es progresivo y función directa del ángulo de metida del timón principal, da lugar a que no se originen turbulencias en el flujo de agua alrededor del mismo. No obstante, el flujo de agua puede mejorarse con la instalación de un cilindro giratorio instalado en la cara de proa del timón principal que, aprovechando el *efecto Magnus*, permite meter el timón un mayor número de grados sin que se produzca la separación del fluido “*stall*”.

establecido entre 40° y 45°. Con estos apéndices o aletas, el momento evolutivo generado por un timón convencional de la misma forma, tamaño y superficie con 30° de metida se ve incrementado en torno a un 65%. Además, cuando el timón principal está metido todo a una banda, el flujo de la hélice puede desviarse 90° respecto de su trayectoria normal dependiendo del tamaño y compensación pudiendo actuar como una hélice transversal de popa lo que permite al remolcador evolucionar muy rápido y detener su arrancada en un espacio muy reducido. Con máquina atrás, el rendimiento es prácticamente idéntico al de un timón convencional (Hensen, 2003, p. 16).

En cualquier caso, el hecho de añadir la aleta “*flap*” hace que la superficie del timón sea un 10% superior respecto a un timón convencional típico de un remolcador (Beyer, 1982, p. 131).



Figura 3.9 Buque Ro-Pax “Tanit” de 210 m de eslora con dos timones de aleta colgados. Fuente: <http://www.vdvelden.com/>

3.3 EL SISTEMA DE PROPULSIÓN

La propulsión en los remolcadores ha evolucionado desde los remolcadores convencionales dotados de una o dos hélices fijas, a las que más tarde se les incorporaron toberas para aumentar la potencia desarrollada, hasta los sistemas de propulsión omnidireccional, ya sea mediante hélices acimutales¹² que comercializan diferentes fabricantes como *Schottel*, *Aquamaster*, etc. o el sistema de propulsión de hélices cicloidales cuyo único fabricante es *Voith Schneider*. Estos sistemas de propulsión omnidireccional mejoraron sustancialmente la seguridad y la capacidad de maniobra desarrollada por los remolcadores convencionales, principalmente cuando tienen que asistir a un buque con velocidad.

¹² También conocidas con otros nombres como *Z - Pellers* (*Azimuth Propellers*) o *Rudder - Propellers*.

Los remolcadores convencionales propulsados por hélices fijas *FPP*, para dar atrás necesitan invertir el sentido de giro de las hélices si éstas están dando avante, pues para generar el empuje atrás necesitan girar en sentido contrario a cuando lo hacen cuando están con máquina avante. Para ello, los remolcadores más antiguos tienen que parar el motor y volver arrancarlo en sentido contrario para invertir el sentido de la marcha, o bien directamente desde el puente o desde la sala de máquinas, y como estos motores arrancan con aire comprimido almacenado en unas botellas o compresores, por un lado el número de arrancadas está limitado y por otro el tiempo invertido para ello puede ser excesivo para efectuar una maniobra en condiciones suficientes de seguridad. No obstante, hoy en día, lo más habitual para invertir el sentido de giro de la hélice de paso fijo es utilizar reductoras con acoplamientos neumáticos o hidráulicos controladas directamente desde el puente por el capitán del remolcador. Por otra parte, estas hélices están diseñadas para producir el máximo rendimiento con máquina avante, por lo que al dar atrás e invertir el sentido de giro, el rendimiento disminuye irremediablemente.

En cualquier caso, en un remolcador convencional dotado de una hélice *FPP*, dar avante, parar o dar atrás son operaciones distintas ya que se modifica la rotación del eje de la hélice y por tanto hay siempre un retardo a la hora de llevar a cabo estos cambios de sentido del eje. Las características principales de la hélice de paso fijo *FPP* son las siguientes:

- Es necesaria la inversión del sentido de giro de la hélice al dar atrás;
- La velocidad solamente se puede incrementar en pasos predefinidos tanto avante como atrás (toda, media, poca y muy poca), siendo muy difícil conseguir velocidades intermedias diferentes a las que corresponden a estos regímenes de revoluciones prefijados;
- Relativa lentitud de reacción;
- Posible sobrecarga de la hélice si el remolcador tiene mucha arrancada en el sentido contrario al que da máquina;
- Problema del número de arranques sucesivos que se pueden realizar con el aire comprimido almacenado en los compresores, con el riesgo de quedar sin propulsión si se emplea muchas veces avante y atrás en las maniobras.
- Menor vida útil de los MM.PP.;
- Necesidad de conocer si la hélice es de paso a la derecha o a la izquierda por las fuerzas intrínsecas que generalmente se producen en uno y otro caso y que afectan a la maniobrabilidad del remolcador y;
- La potencia al dar máquina atrás es menor que la potencia al dar máquina avante (en torno al 60% de la potencia avante).

La hélice de paso variable o controlable conocida por su acrónimo anglosajón *CPP* “*Controllable Pitch Propeller*” posee ciertas ventajas respecto a la hélice *FPP* aunque por su

construcción, diseño y funcionamiento, también lleva inherentes ciertas desventajas. Las principales características de la hélice *CPP* son las siguientes:

- Gira continuamente en un mismo sentido tanto cuando generan empuje avante como atrás, y lo que varía es la orientación de las palas para generar empuje (el ángulo de paso, es decir, el ángulo que forma la pala con la perpendicular al flujo), para lo cual, las palas pueden girar en torno al núcleo de la hélice aproximadamente de 50° a 60° de toda avante a toda atrás;
- Los motores tienen una mayor vida útil, al no resultar necesario invertir su sentido de giro;
- La hélice está girando permanentemente y por tanto se dispone de un tiempo de reacción mucho menor que en el caso de una hélice fija *FPP*;
- Al tener un núcleo con un diámetro mayor, su eficiencia es algo menor comparada con la hélice *FPP* y al tener más partes constituyentes (núcleo, palas, línea de ejes, sistema de control remoto del paso, etc.) es más vulnerable a posibles averías;
- En la mar, al poder girar a unas revoluciones máximas constantes, puede dar potencia a un generador de cola mediante una toma de fuerza *PTO* “*power take off*”;
- Suele combinarse el empleo de las variaciones de la revoluciones del MM.PP. con el valor del ángulo de giro de las palas para que su empleo resulte el más efectivo en función de la velocidad deseada. Esto se hace desde el puente, normalmente en las maniobras de puerto, mediante un mando que equilibra automáticamente las revoluciones del MM.PP. con el paso de la hélice, de manera que no es necesario que el MM.PP. gire continuamente a las máximas revoluciones;
- Gracias al sistema anterior, es más eficiente que la *FPP* para el rango de velocidades distintas a la velocidad de diseño, con la consecuencia de que comparativamente son capaces de que el timón genere una presión normal mayor;
- Se puede controlar la velocidad mucho mejor que con una hélice fija, en especial las velocidades bajas ya que hay un control infinitesimal que permite navegar a muy bajas velocidades sin limitación de tiempo, adaptándose a la velocidad mínima de gobierno. Además supone una respuesta más rápida a las órdenes de máquina;
- Al estar girando continuamente, existe un riesgo mayor de que el cabo de remolque se enrede en la misma, motivo por el que hay que estar muy atento para evitar que se produzca esta contingencia;
- Las palas tienen comparativamente una anchura menor cerca del eje, es decir, del núcleo, debido a que el espacio disponible para montar las palas en torno al mismo es limitado. Con el fin de que todas las partes de la superficie sean tan efectivas como sea posible, el ángulo de paso cerca del eje necesita ser mayor y decrecerá a medida que incrementa el radio hacia el extremo de las palas más alejado del núcleo;

- Ofrecen su rendimiento óptimo avante y una menor eficiencia atrás comparada con una hélice *FPP*, aunque reaccionan un poco más rápido a cualquier orden. Cuando una hélice *CPP* gira para generar atrás toda, el tiempo de reacción es menor y a menudo compensará la menor eficiencia de los movimientos atrás;
- Cuando el remolcador da máquina atrás, el flujo de agua enfrente de una hélice *CPP* no es tan uniforme como en el caso de una *FPP* por la presencia de remolinos y, consecuentemente, el empuje transversal de la hélice puede ser menor o incluso nulo;
- Las altas revoluciones de una hélice *CPP* cuando su paso es cero y no genera empuje consume una gran cantidad de energía que puede llegar hasta el 15% de la potencia total del MM.PP. De hecho, es tan alta que incluso es menor la potencia que se consume con un pequeño paso avante. Para solventar este problema en las maniobras de puerto, la mayoría de los buques están equipados con un mando que regula las revoluciones en combinación con el paso de la hélice. Por tanto, con un paso más pequeño, las revoluciones del MM.PP. serán bajas y a medida que el paso es mayor, se incrementan las revoluciones y;
- Con paso cero o con un paso relativamente pequeño en relación a la velocidad del buque, las altas revoluciones del MM.PP. hace que las hélices *CPP* actúen como una pantalla que interrumpirá el flujo de agua hacia y a lo largo del timón, generando por este motivo una pérdida de gobierno.

La hélice, ya sean de paso fijo *FPP* o de paso variable *CPP*, puede trabajar libremente o estar alojada en el interior de una tobera *Kort*¹³, es decir, en una estructura circular dispuesta alrededor de la misma para aumentar la velocidad del agua que se acerca a la hélice y aumentar su rendimiento y eficiencia sobre todo a bajas velocidades y en hélices muy cargadas (Nützelberger, 1980, p. 78). El flujo de agua, dependiendo de la forma de la tobera, puede acelerarse, en cuyo caso la carga del propulsor disminuye y con ello mejora su eficiencia, o desacelerarse, mejorando así las características de la hélice ante la cavitación (Pérez Rojas, *et al.*, 2007, p. 4).

Por tanto, aunque las toberas están diseñadas para aumentar el empuje generado por la hélice¹⁴ y disminuir las cargas a las que está sometida, la instalación sin más de la tobera tiene consecuencias negativas pues no deja de ser una estructura que aumenta el área sumergida del buque, y que por tanto afecta a su maniobrabilidad. Por ello se diseñaron toberas móviles que

¹³ Se conocen como toberas *Kort* en honor a Ludwig Kort, un conocido experto alemán en aerodinámica que diseñó una hélice para instalarse en una tobera. Las primeras toberas, diseñadas originalmente para proteger los bancos de los canales de la erosión provocada por las hélices, se remontan al año 1927, entrando finalmente en servicio a bordo de un buque en el año 1932.

¹⁴ Las hélices están diseñadas para proporcionar el máximo empuje o potencia dando avante. Una hélice fija *FPP*, dando atrás, desarrolla aproximadamente el 60% del empuje avante mientras que una hélice de paso variable *CPP* desarrolla entre un 40% y un 45% del empuje avante.

hacen las funciones de timón (timón-tobera) y que aumentaban incluso la maniobrabilidad del remolcador dotado de un timón convencional tanto con máquina avante como atrás ya que superaba los tradicionales 35° máximos de metida de timón a partir de los cuales se producía la separación del fluido “*stall*”. En algunos casos se le añade una especie de timón o aleta vertical “*flap*” fijo o móvil inmediatamente a popa de la tobera que origina un aumento todavía mayor de las capacidades evolutivas. En cuanto a su funcionamiento, el timón-tobera gira alrededor de un eje central accionado por el servo y alrededor de la hélice que permanece girando, de tal forma que el flujo de agua sale en la dirección que adopte el timón-tobera en cada momento, y por tanto generando el empuje en la dirección deseada.



Figura 3.10 Remolcador convencional “Boka Sky” con timón-tobera y un timón de aleta fijo “flap” instalado en su parte de popa. Fuente: <http://www.shipspotting.com>

3.4. PRINCIPALES RIESGOS AL TRABAJAR CON UN REMOLCADOR CONVENCIONAL

Ya sea cuando el buque se desplaza sobre el agua o cuando el agua se desplaza respecto del buque parado y sin arrancada, se producen unas zonas de diferente presión a lo largo de su eslora originadas por el agua desalojada hacia los costados y hacia el fondo como consecuencia de su manga y calado. El agua que es desalojada hacia los costados tiene que recorrer la propia eslora del buque en el mismo tiempo aunque por caminos distintos, más largos, de tal forma que se produce una aceleración de la misma en la parte central del buque. Pero de acuerdo al *Principio de Bernoulli* (s. XVIII), la relación entre la presión y velocidad de un fluido es constante, por lo que si se produce un incremento de la velocidad, se produce un descenso de la presión y viceversa. Por tanto, en las zonas donde se produce la aceleración del flujo se genera una zona de presión negativa. Cuando el flujo de agua llega a la popa del buque, al encontrarse de nuevo, vuelve a disminuir su velocidad y se origina entonces una zona de presión positiva. A

proa, la convergencia del flujo de agua junto con la ola formada a proa, también hacen que se produzca una zona de presión positiva, de mayor intensidad que la de popa. Estas zonas de diferente presión originan una cresta de ola a proa y popa y un seno en la parte central de su eslora (Hensen, 2003, pp. 81-82).

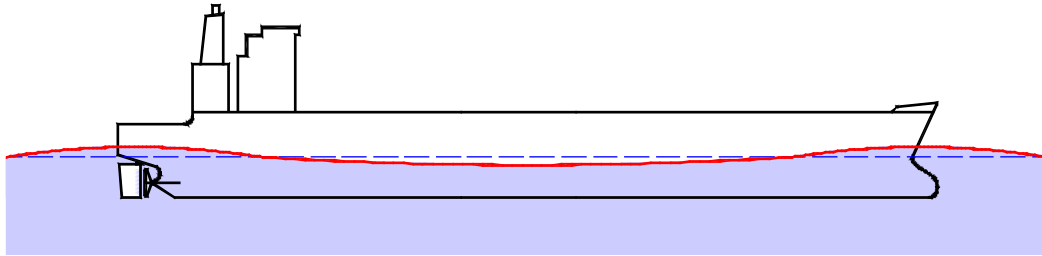


Figura 3.11 Presión de agua en torno al buque y crestas y senos que se forman como consecuencia de ello (Hensen, 2003, p. 82). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Debido a la resistencia viscosa o de fricción del agua, el buque en su desplazamiento arrastra o desplaza adherida al casco una pequeña cantidad de agua cuyo espesor aumenta desde la proa y hacia la popa, denominada en la mecánica de fluidos como capa límite. A popa, la capa límite origina la estela de fricción “*frictional wake*” que junto con la ola generada a popa hacen que el campo de presión positiva creado en esta zona sea de menor intensidad que la presión originada a proa.

Estas zonas de diferente presión alrededor del buque pueden aumentarse bruscamente si el buque incrementa su velocidad o si pasa por aguas poco profundas y/o restringidas pudiendo ser, y de hecho así ha ocurrido, el origen de muchos accidentes con los remolcadores al interaccionar los campos de presión originados por el remolcador y el buque asistido.

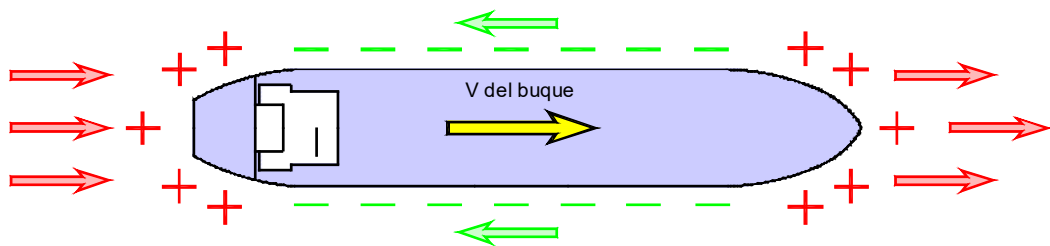


Figura 3.12 Representación de las líneas de agua y los campos de presión generados a lo largo de la eslora de un buque con arrancada avante (Hensen, 2003, p. 82). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Tras el análisis de las causas de un número importante de accidentes en las maniobras con remolcadores, las cuales terminaron incluso con la pérdida de muchas vidas humanas, se concluyó que uno de los motivos más comunes era la interacción generada entre los campos de presión del remolcador y del buque asistido, circunstancia que se vio incrementada a medida que se aumentaba el tamaño de los buques asistidos y como consecuencia del trabajo que

realizan los remolcadores en un flujo de agua que se ve alterado por el movimiento del buque respecto a la misma, produciendo una serie de fuerzas laterales de succión o repulsión y fuerzas longitudinales que afectan a la potencia necesaria para mantener una determinada velocidad o posición relativa respecto al buque asistido.

3.4.1 RIESGOS AL TOMAR EL REMOLQUE POR LA PROA (“STEMMING”)

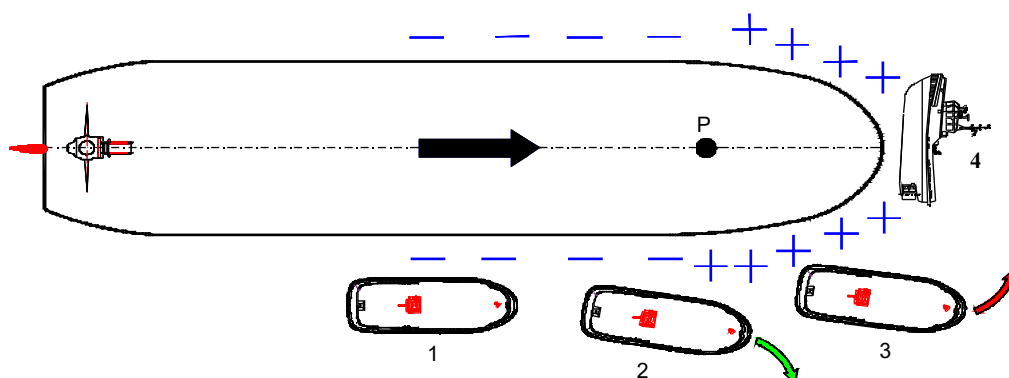


Figura 3.13 Representación del riesgo del “stemming” (Rowe, 1996, p. 132). Dibujo: Santiago I. Baniela.

A medida que el remolcador avanza recorriendo la eslora del buque asistido, a popa del punto giratorio del mismo, para dar el cabo de remolque a proa, si lo hace demasiado cerca de su costado, puede verse succionado por la zona de presión negativa de la parte central de su eslora, al igual que ocurre si se encuentra a barlovento del buque y lo abate hacia él (en la figura 3.13, posición 1). Esta succión puede ser de tal magnitud que si el buque no disminuye la velocidad, el remolcador no pueda despegarse del mismo por sus propios medios.

Según el remolcador se va desplazando relativamente hacia la proa del buque, llega un momento en que se encuentra en la zona de separación de las zonas de presión positiva a proa, y negativa más a popa, con lo cual, la zona de presión positiva empuja a la proa del remolcador hacia fuera y la zona de presión negativa succiona su popa, originando un momento de giro muy importante que obligará al remolcador a actuar muy rápidamente para impedir que lo atraviese (Hensen, 2003, pp. 83-84). En el caso concreto de la figura 3.13, en la posición 2, por las zonas de diferente presión del buque el remolcador sufrirá un momento de giro a estribor por lo que para contrarrestar esta caída tendrá que meter su timón a babor.

Una vez superada esta situación, el remolcador tiene que adelantarse ligeramente respecto a la proa del buque asistido para poder dar o tomar el cabo de remolque. La zona de fuerte presión positiva a proa puede influir sobre la popa del remolcador y empujar su popa hacia fuera, con lo cual el remolcador cae hacia la proa del buque. En el caso de la figura 3.13, en la posición 3, el remolcador cae bruscamente a babor y en torno a la proa del buque asistido por lo que el capitán del remolcador debe contrarrestar esta caída metiendo el timón a estribor. Si la velocidad del

buque es elevada, si el capitán del remolcador no reacciona a tiempo o si el buque tiene una proa de formas muy llenas, esta fuerza puede ser tan grande que al remolcador le resulte imposible escapar de esta situación y caiga en torno a la proa del buque asistido, fenómeno denominado como “*stemming*”, pudiendo incluso hundirlo si el bulbo golpea la obra viva del remolcador (Hensen, 2006, p. 12).

Por tanto, la maniobra de dar el cabo de remolque por la proa de un buque entraña una serie de riesgos por la interacción entre ambos buques y que variarán dependiendo del tipo y condición de carga del buque así como de la velocidad principalmente. Es fundamental la actitud del capitán del remolcador anticipándose a estos fenómenos aunque la responsabilidad de evitar este tipo de accidentes no recae solamente sobre el capitán del remolcador pues la velocidad del buque, como factor determinante en la intensidad de los campos de presión generados, siempre está bajo el mando de su capitán, asesorado por el práctico.

Por otra parte, la experiencia de la tripulación para dar el cabo de remolque lo antes posible resulta fundamental para que el remolcador no se vea obligado a aproximarse demasiado al buque asistido. Cuando el cabo de remolque lo dé el buque, la tripulación de éste debe tenerlo colgado a una distancia prudente sobre el agua para que la tripulación del remolcador pueda recogerlo rápidamente y que el remolcador se pueda separar de esa zona a la mayor brevedad. En la medida de lo posible deberían de evitarse mensajeros de poca mena ya que al virarlos pueden faltar y luego enrollarse en los propulsores del remolcador.

Para dar y hacer firme el cabo de remolque por la popa del buque asistido, los remolcadores también tienen que aproximarse mucho a su popa y aunque las presiones no son tan intensas como a proa, el remolcador también se ve influenciado por éstas y por la hélice del propio buque. En estos momentos de la maniobra, el buque debería parar la máquina si es una hélice *FPP* o poner paso cero si es *CPP* pues el agua impulsada por la hélice incide sobre la obra viva del remolcador y provoca que le resulte más difícil mantener el rumbo.

Por otra parte, si el remolcador viene sobrepasando al buque desde su popa cerrada, y muy próximo a ésta, el remolcador aumenta su velocidad por la disminución de la velocidad del flujo de agua en torno a la popa del buque en la zona de presión positiva. A la altura del través de la popa del buque, la proa del remolcador puede verse succionada debido al incremento de velocidad del agua originado por la zona de baja presión en el casco del buque. En estas circunstancias, el remolcador necesitará aumentar su potencia para vencer el incremento de la velocidad del flujo de agua y el momento de giro producido. A medida que se desplaza adelante respecto al buque, será la popa del remolcador la que se vea más atraída o succionada por la popa del buque originando un momento de giro contrario al anterior. Sobrepasadas estas situaciones, a medida que el remolcador se desplaza por el costado del buque sufrirá un momento de giro hacia fuera igual al que se produce en el efecto orilla con el colchón de la proa “*bow cushion*” y succión de la popa.

Una situación que también entraña peligro para la seguridad del remolcador se produce cuando el remolcador pretende dar o tomar el cabo de remolque en las cercanías de la popa del buque asistido, de tal forma que si éste de repente mete máquina atrás, y sobre todo si es de dimensiones considerables, se puede producir la succión del remolcador hacia el buque colisionando contra el mismo. Por tanto, si el buque tiene que dar máquina atrás, el práctico debe avisar al capitán del remolcador para que éste se mantenga lo suficientemente alejado de las inmediaciones de su popa.

3.4.2 RIESGO DE TUMBADO POR LA PROA Y POR LA POPA (“GIRTING”) Y RIESGO DE ABARLOADO POR LA PROA (“TRIPPING”)

Otro accidente que desgraciadamente resulta bastante común en las maniobras con los remolcadores convencionales es el tumbado o vuelco más comúnmente conocido por su terminología anglosajona como “girting”, “githing” o “girding” que se producía cuando éstos trabajaban con un remolque en línea por la proa o por la popa del buque asistido y provocado por la situación del punto de remolque, aproximadamente en la medianía de la eslora del remolcador, y por las características de su sistema de propulsión el cual les proporciona una limitada maniobrabilidad cuando el cabo de remolque trabaja en las proximidades del través.

Tal y como se representa en la figura 3.14 si un remolcador está asistiendo a un buque con un remolque en línea por la proa con un ángulo de remolque¹⁵ de, por ejemplo, 10° a babor, la seguridad del remolcador no se ve en principio comprometida al mantenerse la línea de remolque prácticamente alineada con el flujo de agua (posición 1). No obstante, si en este caso el buque repentinamente cae a estribor o aumenta su velocidad, provocará que el remolcador pase a trabajar por su amura de babor y posteriormente por el través de su proa (posición 2), y si sigue cayendo o aumentando la velocidad, incluso más a popa de esta posición ya que el remolcador no tiene el tiempo o la maniobrabilidad suficiente para mantenerse alineado respecto al flujo de agua y poco abierto respecto a la proa del remolcado.

En esta situación las fuerzas transversales provocadas por el cabo de remolque actuando sobre el punto de remolque en una dirección próxima a su través pueden provocar que el remolcador termine volcando o tumbado con un ángulo de escora muy importante y siendo arrastrado por el remolcado alrededor del radio de la línea de remolque, ya que no tiene la suficiente potencia y maniobrabilidad para alinearse de nuevo con el flujo de agua. La mejor forma de escapar de esta situación es largar el cabo de remolque (si no falta antes), ya que si el capitán del remolcador mete toda máquina para tratar de zafarse de esta situación, podría resultar perjudicial al incrementar el ángulo de escora (Hensen, 2003, p. 93).

¹⁵ Ángulo que forma la línea de crujía del buque asistido con la línea de remolque.

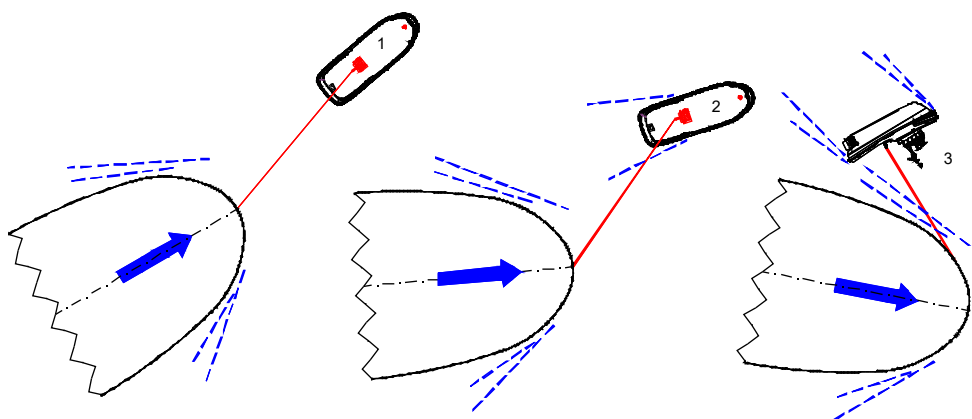


Figura 3.14 Fenómeno de “girting” por la proa del buque asistido (Rowe, 1996, p. 135). Dibujo: Santiago I. Baniela.

En la figura 3.15 se inserta una secuencia fotográfica de un accidente real de “girting” ocurrido el 04 de agosto de 2014 en Esbjerg, Dinamarca, durante la maniobra de salida del buque escuela de la Armada Rusa “*Kruzenshtern*” de 114,50 m de eslora y que se encontraba participando en la *Tall Ship Races 2014*, y en la que el remolcador convencional “*Diver Master*” de 17,17 m de eslora, estaba prestando asistencia como remolcador de proa.

Aunque inicialmente para la maniobra habían sido asignados el remolcador convencional “*Svitzer Helios*” y el remolcador ASD “*Svitzer Trym*”, ante la incertidumbre sobre si este último finalizaría otra maniobra a tiempo para asistir al “*Kruzenshtern*”, el cual tenía una hora de salida programada antes de que el puerto fuese cerrado¹⁶, el ASD “*Svitzer Trym*” fue sustituido por el remolcador convencional “*Diver Master*”. El “*Diver Master*”, a la hora indicada se posicionó como remolcador de proa e hizo firme el cabo de remolque proporcionado por el “*Kruzenshtern*”, mientras que el “*Svitzer Helios*” dio su propio cabo de remolque a la popa del “*Kruzenshtern*”. El intercambio de remolcadores entre el “*Svitzer Trym*” y el “*Diver Master*” fue aceptado por todas las partes involucradas.

Una vez se desatracó el buque del muelle y se rebasó el rompeolas del puerto, el práctico ordenó al capitán del “*Diver Master*” que se abriera a estribor (“*one o’clock position*”) para enfilar el canal de Grådyb. Poco después, el capitán del “*Diver Master*” perdió el control del remolcador, el cabo de remolque empezó a trabajar por las proximidades del través alcanzando una escora importante y siendo arrastrado por el “*Kruzenshtern*” a lo largo del radio de la línea de remolque hasta impactar contra su costado lo que provocó su hundimiento. Dos de sus tres tripulantes pudieron ser rescatados por una embarcación auxiliar que se encontraba en la zona, mientras que el tercero fue rescatado del agua.

¹⁶ Esa noche se produciría un espectáculo de fuegos artificiales, y por razones de seguridad a las 18:00 horas el puerto se cerraría, por lo que la maniobra de salida se había programado para las 17:30 horas.

Cuando los tripulantes del remolcador intentaron largar el remolque soltando el gancho, éste no zafó tal y como era de esperar, por lo que se quedaron sin opciones para evitar el siniestro.



Tomando el cabo de remolque por la proa y facilitado por el “Kruzenshtem”, afirmándolo al gancho de remolque situado en la medianía de la eslora.



Tirando a toda máquina hacia el rompeolas y abierto por una banda. Se observa como el cabo llama por la aleta de estribor del remolcador.



El remolcador situado a la altura de la proa del “Kruzenshtem”, muy escorado a babor con el cabo de remolque llamando con mucha tensión por su través.



El remolcador situado a popa de la proa del “Kruzenshtem”, empieza a hundirse y los tripulantes son rescatados por una embarcación auxiliar.



Hundimiento de la proa del remolcador vigilado por un remolcador ASD en sus inmediaciones.

Figura 3.15 Secuencias del tumbado o “girting” del remolcador convencional “Diver Master”. Fuente: <http://www.vesselfinder.com>

Las investigaciones posteriores realizadas por el DMAIB (Danish Maritime Accident Investigation Board, 2015, pp. 31-32) concluyeron que la causa del accidente no había sido la diferencia entre los tamaños del “Kruzenshtem” y el “Diver Master”. Aunque el capitán del

remolcador, que también era su armador, no tenía la preparación y titulación adecuada para estar al mando de este remolcador, tampoco se pudo demostrar una relación de causalidad directa entre la falta de preparación y el siniestro en sí mismo.

El remolcador, que se encontraba hundido a una profundidad de tan solo 10 m, fue refltado a los pocos días del siniestro para no estorbar el tráfico portuario, aunque los importantes daños padecidos en toda su estructura impidieron que siguiese operativo.



Figura 3.16 Detalle del gancho de remolque del remolcador “Diver Master” con la gaza del cabo de remolque enganchada después de haber sido refltado (Danish Maritime Accident Investigation Board, 2015, p. 22).

Lógicamente, teniendo en cuenta la situación del sistema de propulsión y del punto de remolque en los remolcadores con propulsión omnidireccional, resulta más difícil que estos remolcadores se vean atrapados en una situación de estas características ya que si el capitán presta la suficiente atención, éste puede aplicar toda la potencia en la dirección correcta de los 360° y mantenerse alineado respecto al flujo de agua o un poco abierto hacia una banda del buque asistido o simplemente reducir su velocidad. Además, al tener el punto de remolque en la cabeza opuesta a su sistema de propulsión y alejado del centro de presión lateral (CPL) da lugar a que, en el peor de los casos, en un remolque en línea por la proa, las fuerzas provocadas sobre el cabo de remolque terminen abarloando al remolcador al buque asistido y remolcado por el mismo. Este fenómeno es más conocido por su terminología anglosajona de “*tripping*”, circunstancia que se puede producir también cuando el ángulo de remolque es muy grande respecto de la velocidad del buque o se produce una caída de rumbo brusca a la banda contraria en la que se encuentra el remolcador. Los remolcadores convencionales, en el mejor de los casos, también pueden verse en una situación de “*tripping*”, si las fuerzas originadas no lo vuelcan antes o si disponen de una trapa o guía-cabos que desplace el punto de remolque más hacia popa hasta situarlo prácticamente en la vertical de las hélices, aunque en estas circunstancias se reduce todavía más su capacidad de maniobra al reducir el brazo de giro.

Sin embargo, este fenómeno también se puede producir cuando el buque navega derecho, sin caer de forma inesperada a ninguna banda. Este es el caso que se da cuando el buque asistido incrementa las *rpm* y la velocidad para aumentar el flujo de agua que recibe el timón y así

mejorar su eficiencia y el remolcador no tiene la suficiente potencia para alcanzar esta nueva velocidad, de tal forma que el remolcador se abre hacia un costado respecto de la proa del buque para no verse alcanzado, aumentando el ángulo de remolque. Como el buque asistido navega a mayor velocidad que el remolcador, se produce la misma situación que la descrita anteriormente, es decir, el cabo de remolque empieza a trabajar en las proximidades del través del remolcador por lo que las fuerzas transversales del mismo pueden provocar el “*girting*” o vuelco alrededor del radio de la línea de remolque si es un remolcador convencional o, en el mejor de los casos, terminar abarloado al buque asistido al pivotar sobre el punto de remolque o “*tripping*”, aunque en estas circunstancias se pueden producir daños importantes tanto en el casco del remolcador como en el del buque asistido por el impacto involuntario producido entre ambos al abarloadse (Radisic, 2003, pp. 382-383).

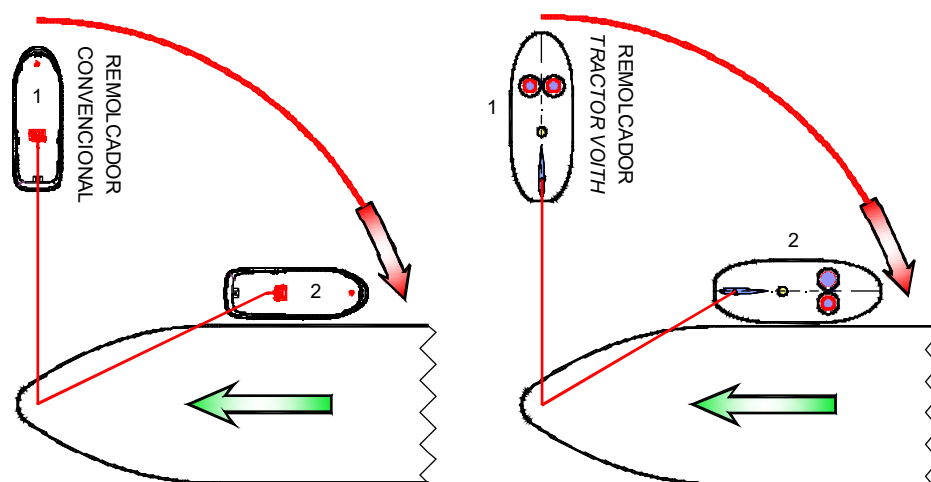


Figura 3.17 Fenómeno de “tripping” en un remolcador convencional (izquierda) y en un tractor Voith (derecha) (Hensen, 2003, p. 88). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Cuando el remolcador convencional trabaja con un remolque en línea por la popa del buque asistido se puede originar una situación que todavía resulte más peligrosa que a proa ya que a cualquier mínimo ángulo de apertura hacia una banda hará que el cabo de remolque trabaje en situaciones próximas a su través.

En la figura 3.18 se representa la evolución de la peligrosa situación en la que puede verse involucrado un remolcador después de estar trabajando de *spring*¹⁷ con el buque asistido sin arrancada o a muy poca velocidad (posición 1). Si la velocidad del buque aumenta y el remolcador no tiene la suficiente potencia y maniobrabilidad para mantenerse en la misma posición relativa, pasará a situarse por el través de la popa del remolcado, maniobrando para mantenerse alineado con la dirección del flujo de agua, por lo que el cabo de remolque trabaja

¹⁷ Como en el Diccionario de la Real Academia Española (DRAE) no existe una traducción a este término, de aquí en adelante emplearemos directamente el término *spring* (lo más parecido es el de “retenida” pero tampoco es exacto).

en las proximidades del través (posición 2). En caso de que la velocidad del buque siga aumentando o realice un cambio de rumbo repentino a la misma banda a la que se sitúa el remolcador (por lo que su popa caerá a la banda contraria de la posición del remolcador), éste puede no tener la suficiente capacidad para mantenerse en una posición relativa segura y empezar a trabajar por la popa cerrada del buque asistido, arrastrado por él alrededor del radio de la línea de remolque y con el cabo de remolque trabajando por el través, lo que provoca el tumbado o vuelco del remolcador salvo que falte la línea de remolque o funcione el gancho disparador (en muchos supuestos, con el cabo en tensión esto no ha sucedido como se desprende de los informes de accidente marítimos relacionados con este riesgo).

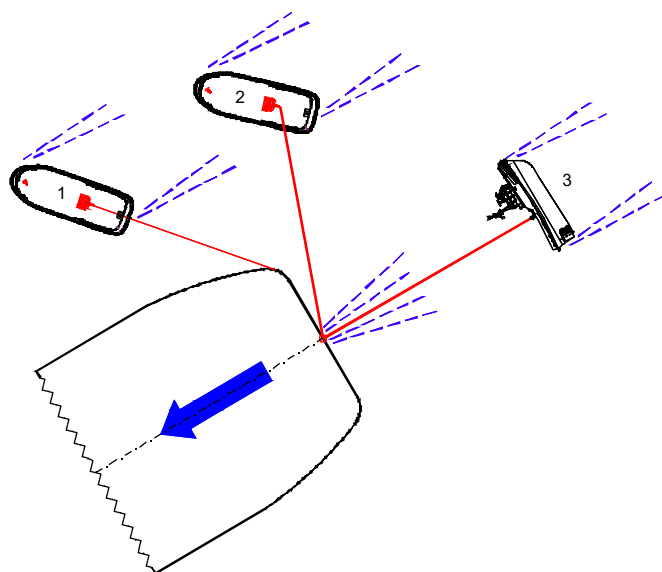


Figura 3.18 Fenómeno del vuelco o “girting” en un remolcador convencional por la popa del buque asistido (Rowe, 1996, p. 135). Dibujo: Santiago I. Baniela.

La misma situación que la descrita anteriormente también se puede producir si el remolcador, que está trabajando de *spring* para originar una caída al buque asistido a la banda contraria, por determinadas circunstancias de la maniobra y de forma intencionada, tiene que pasar a trabajar por la popa cerrada para reducir o detener la arrancada, sobre todo si la velocidad es superior a 3 nudos. Esta circunstancia también se podría dar en la situación opuesta, es decir, con el remolcador intentando pasar a trabajar de *spring* desde una posición más cerrada desde la popa del buque.

Tal y como se observa en la figura 3.19, si el remolcador cuenta con un gancho de remolque radial que se desplaza sobre una guía semicircular hacia cada costado de la banda de escora del remolcador, el brazo escorante (d), es más pequeño que con el punto de remolque en la línea de crujía (c). Además, con el gancho radial el brazo adrizante (b) es mayor que sin él (a). En consecuencia, a igualdad de fuerza sobre la línea de remolque, la escora será mucho menor si el remolcador convencional dispone de un gancho radial (Hensen, 2003, p. 50; p. 94).

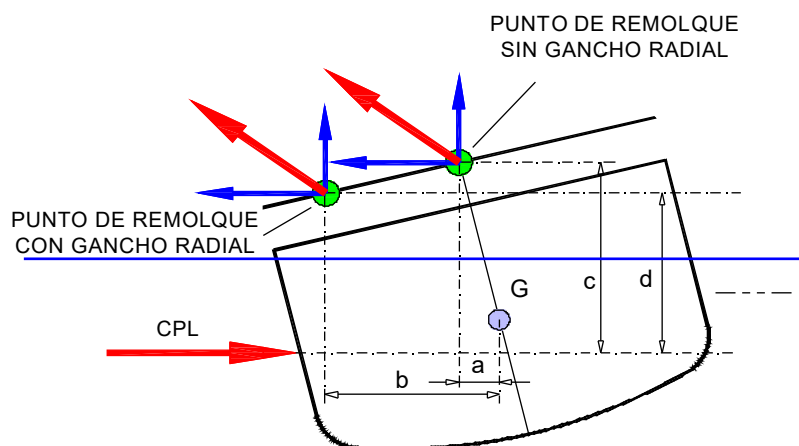


Figura 3.19 Brazos adrizantes y escorantes en un remolcador convencional con y sin gancho de remolque radial, el cual representa una mejora sustancial (Van der Laan, 2002, p. 233). Dibujo: Santiago I. Baniela.



Figura 3.20 Remolcador convencional “Bizkor” con el cabo de remolque en tensión trabajando sobre el gancho radial por el través de babor. Fuente: <http://www.flickrriver.com/>

En el caso de un remolcador con propulsión omnidireccional, y al igual que se producía en el remolque por la proa, es más difícil que éste se vea inmerso en las situaciones de “girting” por la popa, pues aunque el buque asistido aumente su velocidad o efectúe un cambio de rumbo inesperado a la misma banda a la que se sitúa el remolcador, y el capitán del remolcador no reaccione adecuadamente o no se disponga de la potencia suficiente para mantenerse en la misma posición relativa en suficientes condiciones de seguridad, la propia línea de remolque mantendrá al remolcador alineado con la línea de crujía del buque asistido y remolcado por él como consecuencia de la ubicación del punto de remolque sobre una de las cabezas y al pivotar sobre el mismo.

Cabe indicar una vez más que cuando el remolcador trabaja con la línea de remolque en tensión bien sea por la proa o por la popa del buque, el punto giratorio se desplaza hasta confundirse

con el punto de remolque (la guía reforzada en torno a la cual el cabo de remolque llama directamente hacia el buque asistido, o la trapa “*gob rope*” en caso de que esté dispuesta en el remolcador convencional).

La opción de que el remolcador convencional opte por hacer uso de una trapa “*gob rope*” tiene importantes efectos tanto desde el punto de vista de la seguridad como de la maniobrabilidad del remolcador. Así, en el caso del remolcador convencional y con arrancada avante, el hecho de que el punto giratorio se desplazase desde una posición situada a $0,25 \times LWL$ desde la proa hasta la situación del gancho de remolque o trapa origina una reducción de su capacidad de maniobra al disminuir el brazo de giro longitudinal, es decir la separación entre la situación de las hélices y el punto giratorio. Por tanto, la capacidad de maniobra del remolcador convencional si emplea la línea de remolque pasando a través de una trapa o guía-cabos en la zona de popa es inferior a si utiliza el gancho de remolque situado en la medianía de la eslora (Iglesias Baniela, 2003, pp. 398-400).

No obstante, la utilización de la trapa tiene sus ventajas en cuanto a la seguridad de la maniobra ya que en caso de verse atrapado en alguna de las situaciones descritas anteriormente con un remolque en línea en tensión (“*girting*” por la proa o por la popa), la ubicación del punto de remolque sobre la popa hará que el remolcador pivote sobre el mismo y se alinee con la línea de crujía del buque asistido, siendo arrastrado por el mismo y por su popa.

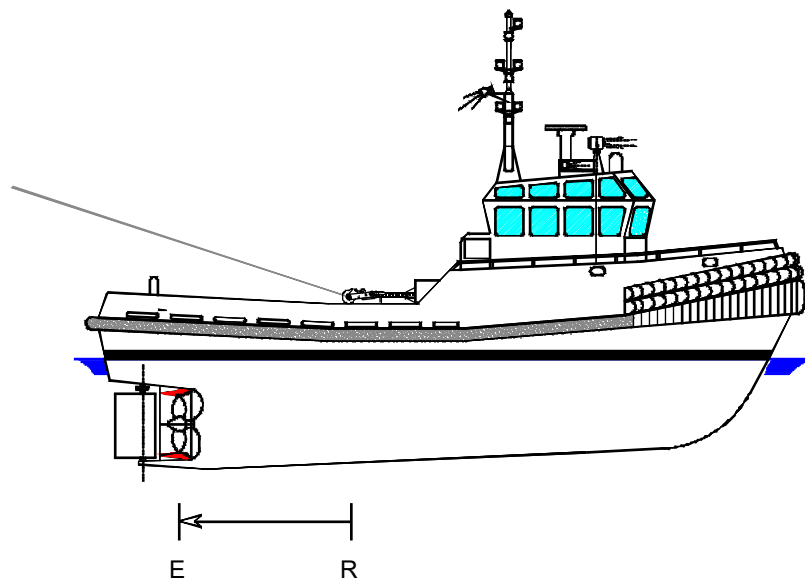


Figura 3.21 Remolcador convencional con el punto de remolque (R) situado en el gancho o maquinilla de remolque: la distancia entre R y E es el brazo de giro (Rowe, 1996, p. 130). Dibujo: Santiago I. Baniela.

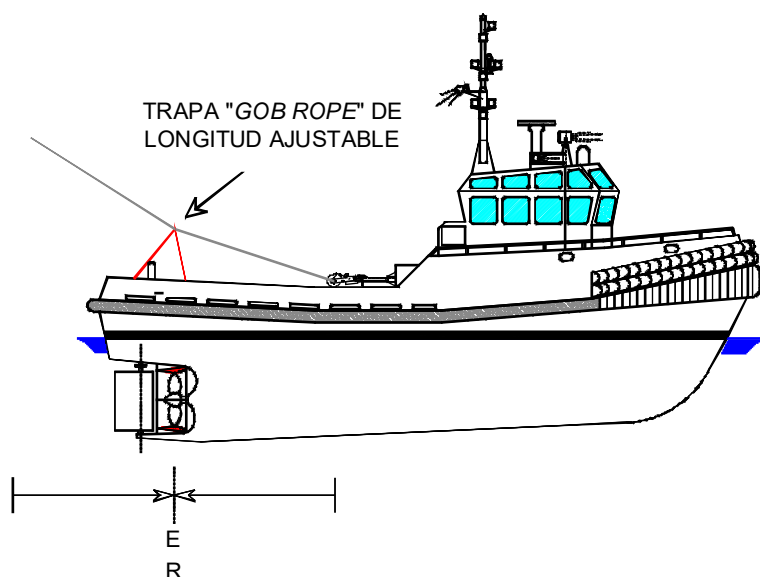


Figura 3.22 Remolcador convencional con la línea de remolque laboreando por una trapa o retenida situada en la vertical de la hélice (Rowe, 1996, p. 130). Dibujo: Santiago I. Baniela.

El práctico debe ser conocedor de todos estos riesgos y reducir la velocidad del buque si tiene dudas del límite en el cual la seguridad del remolcador se vea comprometida. En ocasiones, por las dimensiones del buque, el práctico no puede ver cómo está trabajando el remolcador o la línea de remolque, por lo que si el capitán del remolcador considera en algún momento que la velocidad es excesiva, éste debe comunicárselo inmediatamente al práctico y preguntar cuáles son sus intenciones en todo momento. Podría ocurrir, por ejemplo, que en un remolque en línea por la proa, un buque empezase a caer intencionadamente a una banda, y el capitán del remolcador, como no conoce las intenciones del práctico, intentase corregir esta caída abriéndose más a la banda contraria. Mientras tanto, el práctico como ve que el buque no cae lo suficiente a la banda deseada, ordena dar más máquina y/o timón, provocando las situaciones anteriormente descritas por una falta de comunicación entre el práctico y el capitán del remolcador.



Figura 3.23 Remolcador convencional "Kronos" durante una maniobra de asistencia en puerto haciendo uso de una trapa o "gob rope". Fuente: <http://www.shipspotting.com>

CAPÍTULO IV. LOS TIPOS DE REMOLCADORES EMPLEADOS EN EL REMOLQUE DE ESCOLTA

4.1 EL REMOLCADOR *TRACTOR VOITH SCHNEIDER* O DE HÉLICES CICLOIDALES

4.1.1 GÉNESIS DE LA HÉLICE CICLOIDAL

Aunque existen diversas opiniones al respecto, se considera que fue el profesor alemán de la Universidad de Washington Frederick K. Kirsten el primero que a principios de los años 20 del siglo pasado ideó la hélice de palas verticales o “propulsor cicloidal”¹ que en 1922 se instaló por primera vez a bordo de un bote a motor denominado como “M-879” de 38 pies de eslora y que constaba de 3 palas que colgaban verticalmente de un rotor. Aunque se obtuvieron resultados extraordinarios, el hecho de instalar solamente una hélice, no eximía de la instalación del timón. Algunos autores consideran que, durante una revolución completa de este rotor ideado por Kirsten, en el que también colaboró William Boeing, cada una de las palas giraba dos veces en torno a su propio eje. Otros autores en cambio consideran que cada pala realizaba solamente media rotación por cada revolución completa del rotor (Carlton, 2007, pp. 23-24), por lo que en este supuesto, la intensidad del empuje se podía modificar únicamente variando la velocidad de giro del rotor, de forma análoga a una hélice *FPP*².

El rechazo inicial de este innovador sistema de propulsión por parte de los fabricantes de hélices convencionales hizo que la propuesta de Kirsten no fuese considerada por los operadores, por lo que tras viajar a Alemania, vendió las patentes a la empresa *Voith-Schneider Corporation* quienes desarrollarían el sistema conocido como *Voith Schneider Propeller (VSP)*.

Fue el ingeniero eléctrico austriaco Ernst Schneider en 1925 quien desencadenó el inicio para el perfeccionamiento del revolucionario sistema de la “propulsión cicloidal”, como lo había denominado el profesor Kirsten. Para llevar a la práctica las mejoras tecnológicas propuestas, Schneider recurrió a una reconocida empresa mundial en ingeniería mecánica, *Voith*, establecida desde el año 1825 en la ciudad alemana de Heidenheim. La elección de Schneider para impulsar su avance tecnológico fue correcta ya que pocos fabricantes en Europa estaban tan familiarizados como *Voith* en la dinámica de fluidos y sus aplicaciones prácticas. Por tanto, seducido por las ideas de Schneider, *Voith* construyó en el año 1928 la primera hélice cicloidal para ser instalada en el bote fluvial “*Uhu*” que navegó por el Rin de forma satisfactoria³.

¹ Aunque en realidad no se trataba de una idea novedosa ya que desde el 1870 se estaba trabajando en el diseño y construcción de un sistema de propulsión basándose en la instalación de una serie de ejes verticales.

² En cambio, en la hélice cicloidal desarrollada y mejorada posteriormente por *Voith-Schneider*, por cada rotación del rotor cada pala podía realizar un giro completo en torno a su propio eje, lo que permitía modificar la intensidad del empuje modificando el ángulo de ataque de cada pala, de forma similar a la actuación de la hélice *CPP* (Ghose and Gokarn, 2004, pp. 412-415).

³ En sus inicios, la hélice cicloidal *Voith-Schneider* estaba ideada para utilizarse únicamente en las aguas tranquilas de ríos y canales.

En mayo de 1926 la empresa *Voith* y el ingeniero Ernst Schneider firmaron un acuerdo de cooperación en el cual Schneider cedía a *Voith* todos los derechos, en exclusividad, para la explotación del sistema que él había perfeccionado, de tal forma que cualquier propuesta de mejora por parte de Schneider tenía que ser comunicada únicamente a *Voith*. A cambio, Schneider recibía un porcentaje de los beneficios y *Voith* se hacía cargo de todos los gastos y de la patente, que fue solicitada en junio de 1926 y concedida en diciembre de 1927 (Stein, 2014, pp. 372-374).

En julio de 1926 se empezaron a realizar un importante número de pruebas y ensayos con modelos en lugares como Viena, Hamburgo y Heidenheim, acometiéndose modificaciones en el número, longitud, ancho y diseño de las palas. Después de las pruebas efectuadas entre 1926 y 1927, se echó al agua el bote “*Torqueo*” de 60 CV propulsado por una hélice cicloidal, o sistema *VSP*, y tras efectuar las pruebas de mar en el lago Constanza, se obtuvieron unos resultados en cuanto a capacidad de maniobra que superaba con creces todas las expectativas generadas. Posteriormente, en 1930 la empresa *Voith* firmó un contrato con *Gutehoffnungshütte* (*GHH*) con la intención de que los astilleros de esta compañía solucionasen algunos de los problemas que surgían en los motores marinos y poder beneficiarse de la amplia red comercial que éstos tenían implantada.

En 1931, entraron en servicio en el lago Constanza tres buques con el sistema *VSP* como consecuencia de los problemas que tenían los buques dotados de una sola hélice convencional durante las maniobras de entrada y salida de los puertos restringidos con poco espacio disponible para maniobrar. Ese mismo año *Voith* centró sus esfuerzos en los sistemas de media y alta potencia con el objetivo de instalarlos a bordo de los buques de navegación oceánica, en los cuales las palas se moverían hidráulicamente, aunque concretamente en estos casos era más importante la eficiencia de la hélice cicloidal que la capacidad de maniobra⁴. No obstante, el inicio de la Segunda Guerra Mundial en 1939 provocó un paréntesis a modo de interrupción en los avances y mejoras de los diseños aunque no supuso que los descendientes de la familia *Voith* abandonaran el concepto de la hélice cicloidal⁵. Años más tarde, tras la guerra, *Voith* reemprendió y continuó con el estudio de mejoras en el sistema y cuyo resultado es, a día de

⁴ Los *VSP* se instalaron en todo tipo de buques, incluido ferris o dragaminas. Tras la Segunda Guerra Mundial, la Armada Americana descubrió un dragaminas propulsado con el sistema *VSP* que había conseguido librarse de la destrucción y como no había ningún buque disponible que pudiese transportarlo hasta EE.UU. el dragaminas tuvo que cruzar el Atlántico por sus propios medios, encontrándose en su travesía con una tormenta y un huracán, tras los cuales quedó demostrado la eficiencia de este tipo de propulsión incluso en las condiciones más adversas.

⁵ Los recortes de prensa de la época de 1946, un año después de terminar la guerra, bautizaban a la hélice cicloidal como una “batidora de huevos” traducción literal de su terminología inglesa “*egg-beater*”. Se destacaba que tras la instalación de la hélice cicloidal a bordo de una lancha de desembarco de la Armada Americana, se habían obtenido resultados extraordinarios ya que se incrementaba la velocidad en un 33% y se eliminaba la necesidad de instalar un timón. Este propulsor estaba formado por un enorme rotor horizontal de 7 pies de diámetro instalado en el fondo de la embarcación y del que colgaban 6 palas verticalmente. Las pruebas realizadas demostraron que la embarcación tenía una gran maniobrabilidad, pudiendo girar en torno a su propia eslora sin producir un desplazamiento longitudinal (Popular Mechanics, 1946, p. 147).

hoy, uno de los sistemas de propulsión y gobierno más utilizados a bordo de los remolcadores, resultando muy eficientes para una amplia gama de asistencias. A diferencia de las hélices acimutales, *Voith GmbH* es el único fabricante de hélices cicloidales en el mundo.

El primer remolcador de la historia con propulsión *VSP*, comúnmente denominado como remolcador *tractor Voith*, fue el “*Stier*”, ideado por el ingeniero Wolfgang Baer (quien se incorporó a la empresa *Voith* en 1939), que entró en servicio en 1954 y que contaba con dos hélices cicloidales, una potencia de 550 kW y era capaz de desarrollar 9 tons de *bollard pull*. Actualmente, y después de 25 años de servicio, se encuentra en el museo marítimo de Bremerhaven.



Figura 4.1 Remolcador “*Stier*” en el museo marítimo de Bremerhaven, primer remolcador de la historia con propulsión *Voith*. Fuente. <http://www.wikiwand.com>

En lo relativo a los principios básicos del sistema de propulsión *Voith*, nos remitimos a la extensa información de gran calidad que cualquier interesado en la materia puede consultar acudiendo a los distintos manuales y publicaciones de *Voith*, muchos de los cuales están adecuadamente referenciados en el capítulo de bibliografía del presente trabajo (Bartels and Jürgens, 2006, pp. 2-8; Voith, n.a. pp. 1-9; Voith, 2012a, pp. 3-15; Voith, 2013, pp. 2-14) e incluso Tesis (Iglesias Baniela, 2003, pp. 194-205).

4.1.2 NUEVO PERFIL DE LA PALA PARA LAS HÉLICES *VSP*

La eficiencia de la hélice *Voith* viene determinada de un modo relevante por el perfil geométrico de las palas, por la longitud de la pala en relación al diámetro de la hélice, por el ángulo de curvatura y por el número de palas (Bartels and Jürgens, 2006, pp. 9-12; Iglesias Baniela, Melón

Rodríguez y López Varela, 2005b, pp. 50-56). Debido a que las condiciones del flujo de una hélice *Voith* son muy complejas, en este campo no son suficientes las pruebas de modelo solamente. Desde hace relativamente poco tiempo, ha sido posible una amplia simulación en ordenador con la ayuda de un potente *hardware* y *software*, lo que ha permitido evolucionar hacia un perfil de la pala que mejora claramente su comportamiento hidrodinámico y como consecuencia, *Voith* ha desarrollado una nueva generación de palas incidiendo en los aspectos mencionados al principio que mejoran su eficiencia. El éxito de este desarrollo se basa fundamentalmente en tres pilares: la simulación numérica del fluido dinámico⁶ (*CFD - Computational Fluid Dynamics-*), los experimentos con modelos a escala y las pruebas reales de mar.

1. El método *CFD* ha servido inicialmente para optimizar la forma de la pala de la hélice y posibilitando al mismo tiempo conocer de modo muy fiable las cargas en orden a lograr la optimización estructural y mecánica⁷ y empleando el método de los elementos finitos (*FEM - Finite Element Method*) para el rediseño de cada componente;
2. Los experimentos llevados a cabo con modelos en el tanque de circulación existente en las instalaciones de *Voith* en Alemania y en laboratorios independientes en diferentes partes del mundo. En este sentido hay que afirmar que incluso en nuestros días en que se hace uso de la última tecnología informática y las mejores herramientas *CFD*, las pruebas de modelos a escala son de un gran valor aportando una información muy fiable cuando se comparan con los resultados derivados de los cálculos numéricos;
3. Las pruebas reales de mar se efectúan regularmente en buques equipados con hélices *Voith*, llevándose a cabo medidas de ruidos y vibraciones, pruebas de *bollard pull* y en navegación libre y las típicas y estandarizadas pruebas de mar.

Con esta nueva generación de palas se consigue que las pérdidas causadas por la resistencia inducida sean extremadamente bajas, distinguiéndose por las siguientes características (Bartels and Jürgens, 2004, pp. 152-153):

- Mejora del perfil de la pala de la hélice;
- Incremento del grosor del perfil uniforme a lo largo de toda la longitud de la pala;
- Peso reducido debido al vaciado interior que se le practica por su parte inferior;

⁶ Método de cálculo de solución de problemas en *Mecánica de Fluidos*, para cuyo desarrollo se emplean diferentes programas de *software*. Estos métodos resultan de aplicación en esta disciplina para tratar de dar respuesta a distintos comportamientos del fluido a los que no se puede encontrar una solución satisfactoria mediante formulación, y en consecuencia son eminentemente empíricos. Esto es una cosa similar a lo que significa el acrónimo *CAD -Computer-Aided Design* (diseño asistido por ordenador) en el ámbito del dibujo, para cuya finalidad se emplean distintos programas de *software*, siendo el *AutoCad* el más famoso.

⁷ Para ello se empleó un sofisticado programa de software (denominado *Comet*) que permite simular el comportamiento tridimensional del flujo no estacionario alrededor de la pala (Bartels and Jürgens, 2006, p. 12). Este flujo se divide en aproximadamente 1,5 millones de pequeños elementos de volumen estimándose sobre cada uno de ellos las restricciones físicas que se presentan, incluyendo la viscosidad.

- Geometría rectangular de la pala con una plancha perpendicular en su parte inferior con un diseño optimizado.

Los efectos hidrodinámicos que están asociados con esta nueva generación de palas son los siguientes:

- Incremento de la eficiencia de la hélice *Voith*;
- Mejora de las características hidrodinámicas;
- Incremento de la relación presión normal/resistencia al avance “*lift/drag*”;
- Reducción de las vibraciones y de la emisión de ruidos⁸.

La figura 4.2 muestra la diferencia de ambos perfiles, donde el “*secreto*” del nuevo perfil consiste en una concavidad en ambos costados de uno de sus extremos con relación al perfil de pala estándar.

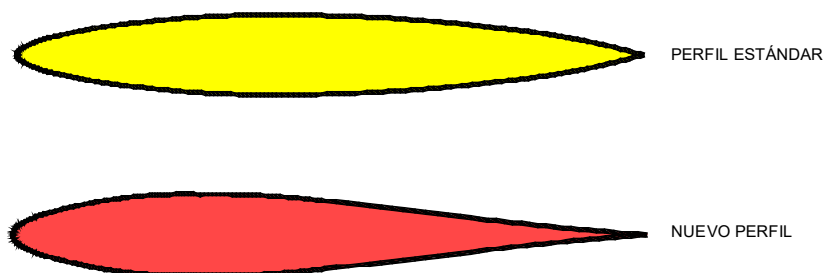


Figura 4.2 Perfiles de una pala de la sección transversal de una hélice *Voith*: arriba el perfil estándar y abajo el nuevo perfil más eficiente (Bartels and Jürgens, 2004, p. 152). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Después del cálculo de la forma más óptima derivada del cambio en el perfil, las pruebas de modelo llevadas a cabo por *Voith*, revelaron un incremento del *bollard pull* del 4,5%. Para evitar el denominado desprendimiento del flujo en el extremo inferior de las palas “*tip vortex*” se les ha incorporado una pequeña plancha perpendicular en su parte inferior que mejora el *bollard pull* en aproximadamente un 1,5 % y reduce el ruido y las vibraciones cuando las hélices están sometidas a una carga alta, al mismo tiempo que reducen la resistencia al avance “*drag*” (Bartels and Jürgens, 2004, p. 152).

⁸ Especialmente durante situaciones de maniobra complicadas como por ejemplo la consistente en detener la arrancada de un buque o cuando se lleva a cabo un *crash-stop*, lo que permite que puedan generarse grandes fuerzas de un modo seguro y de una manera controlada.



Figura 4.3 Primer plano de la hélice Voith de Br. del remolcador de escolta “Velox” donde se puede apreciar el nuevo diseño de las palas. Foto: Santiago I. Baniela.

En la figura 4.4 se puede apreciar el diseño de esta plancha horizontal solidaria en la parte inferior de las palas que mejora su eficiencia (a la izquierda vista desde su cara anterior y a la derecha desde su cara posterior). Esta significativa mejora en la eficiencia⁹, ha sido posible gracias a la combinación de la moderna tecnología de simulación y a las pruebas de modelo llevadas a cabo por Voith.



Figura 4.4 Primer plano de una de las palas de una hélice Voith del remolcador de escolta “Velox”. Foto: Santiago I. Baniela.

⁹ Mucho más si tenemos en cuenta que la mejora en las eficiencias hidrodinámicas son generalmente posibles solamente en el rango del 0,5%.

Estas nuevas palas para las hélices *Voith* se han comenzado a comercializar a finales del año 2000 (Gaston, 2001, p. 39). El primer remolcador equipado con este nuevo diseño de las palas de una hélice *Voith* ha sido el “*Boxer*”, un remolcador de escolta propiedad del operador noruego *Bukser og Berging* con base en la terminal petrolífera noruega de Mongstad que entró en servicio en 1999 y tiene un *bollard pull* de 67 tons y genera una fuerza máxima de gobierno a 10 nudos de 150 tons con el método indirecto de asistencia. Las pruebas reales de mar de este remolcador confirmaron en gran medida las previsiones obtenidas en las pruebas con modelos, así el incremento del *bollard pull* derivado del nuevo perfil de las palas fue de un 4,3% y el derivado de agregarle a las palas una pequeña plancha en la parte más baja de cada una, fue de un 1,3%.



Figura 4.5 Ilustración en ACAD de la hélice *Voith* mod. 36R6/255-2 con una potencia de entrada a la hélice de 3380 kW. Fuente: *Voith*. Dibujo: Santiago I. Baniela.

Puesto que el cambio de perfil de la pala solo se produce en la sección de la misma sumergida en el agua, resulta posible sustituir fácilmente las palas existentes de los remolcadores por otras con este diseño más eficiente, no siendo necesario cambio alguno de maquinaria o toma de fuerza de los MM.PP.

El diseño más moderno de este tipo de palas incorpora un perfil en su sección transversal completamente nuevo que da como resultado una distribución uniforme de la presión normal a lo largo de todo el perfil de la pala. Estos perfiles optimizados de las palas tienen más volumen de acero y en consecuencia un mayor peso; por ello para reducir el peso del perfil de este diseño con un mayor grosor con el fin especialmente de minimizar las fuerzas centrífugas que perturbarían su eficiencia, se ha practicado un vaciado interior por la parte inferior de las palas

(ver figura 4.6) que hace que su peso sea menor en comparación con la generación anterior de estas palas cuyo diseño era más delgado.



Figura 4.6 Hélice con su nuevo diseño antes de proceder a su mecanizado. Fuente: Voith.

Estas nuevas palas se han instalado en la hélice Voith mod. 36R6/255-2 en el remolcador de escolta tractor Voith “Baut” del mismo armador noruego que el “Boxer”, que opera en la misma terminal petrolífera de Mongstad y cuyas pruebas¹⁰ realizadas a finales de 2003, revelaron un incremento de su *bollard pull* como consecuencia de la incorporación del nuevo diseño de las palas de sus hélices de un 9% a igualdad de potencia suministrada por sus motores (Bartels and Jürgens, 2004, p. 153).

En la figura 4.7 se observa al remolcador de escolta tractor Voith “Response” del operador Crowley que incorpora los últimos avances tecnológicos de las palas de la hélice Voith y que ha supuesto un incremento real de su *bollard pull* del 5,6%.



Figura 4.7 Remolcador de escolta tractor Voith “Response”. Fuente: <http://www.shipspotting.com>

¹⁰ Llevadas a cabo bajo la supervisión de la Sociedad de Clasificación Det Norske Veritas (DNV).



Figura 4.8 Remolcador de escolta tractor Voith "Baut". Fuente: <http://www.shipspotting.com>

4.1.3 EL CONTROL MECÁNICO DE LA HÉLICE VSP

La dirección y magnitud del empuje omnidireccional generado por las hélices cicloidales se controla de forma remota y mecánica desde el puente de gobierno combinando las potencias del empuje longitudinal y transversal, por lo que dada la distancia relativamente corta entre el puente y las hélices hace que se trate de un sistema de fiabilidad máxima.

Para generar empuje longitudinal adelante o atrás, el capitán dispone de unas palancas de paso, cuyo número depende del número de unidades propulsoras y que se pueden usar de forma conjunta o independiente. Estas palancas controlan las revoluciones de los rotores y se desplazan adelante y atrás en una magnitud que varía desde paso "0" neutro o parado (situado en el centro de su recorrido) hasta el paso 10 -máxima potencia-, con un incremento progresivo a medida que se desplaza desde el paso "0" hacia el paso 10 adelante/atrás.

El empuje transversal a babor o a estribor se controla a través de una rueda de gobierno que gira desde la posición neutra "0", situada en la parte central de una escala graduada, hasta un paso 10 a cada banda -babor y estribor-, y que controla a las dos hélices de forma sincronizada mediante el control de la fase de sus palas. Por tanto, el empuje final está compuesto por una componente transversal y otra longitudinal, de tal modo que el sistema está concebido para que priorice el empuje solicitado en sentido transversal sobre el empuje longitudinal. Esto significa que si el capitán gira la rueda de gobierno toda a una banda -paso 10 a babor/estribor-, el remolcador se desplazará en esa dirección, aunque al mismo tiempo las palancas de paso se desplacen longitudinalmente solicitando empuje todo adelante o atrás -paso 10- (Gaston, 1996, p. 63).

En la parte central inferior de la figura 4.9, se observa una pequeña palanca cuya misión es limitar el paso máximo de las dos palancas de paso que controlan el empuje longitudinal en función de la maniobra (labores contraincendios, maniobras de asistencia y navegación en marcha libre) para evitar que se produzca la sobrecarga de los motores.



Figura 4.9 Consola de gobierno típica de un remolcador tractor Voith con la rueda de gobierno y las palancas de paso. Foto: Santiago I. Baniela.



Figura 4.10 Consola de gobierno moderna del remolcador tractor Voith de escolta “Velox” dividida en dos en torno al sillón del capitán. Foto: Santiago I. Baniela.

Los remolcadores inicialmente y de modo general disponían de una única consola de control, con la rueda de gobierno y las palancas de paso integradas en un mismo módulo, tal y como se aprecia en la figura 4.9, pero la evolución de los controles del remolcador ha ido en la línea de montar dos consolas de control, una en cada banda del sillón del capitán, el cual se desplaza longitudinalmente entre ambas para controlar con una mano la rueda de gobierno y con la otra las palancas de paso o las revoluciones de los rotores, tal y como puede observarse en la figura

4.10. El hecho de poder controlar al remolcador desde un único puesto de control se debe al diseño de los puentes modernos, los cuales permiten una visibilidad en los 360° e incluso vertical, de tal forma que el capitán puede gobernar el remolcador perfectamente con independencia de la dirección del desplazamiento.

El control independiente de cada hélice efectuado por las palancas de paso del empuje longitudinal trae como consecuencia que desde cada palanca salga una línea mecánica que se conecta al servomotor del empuje longitudinal de la hélice en cuestión (líneas laterales de la figura 4.11), mientras que para el control sincronizado del empuje transversal, desde la rueda de gobierno sale una única línea mecánica que se conecta a ambos servomotores del empuje transversal de las hélices, que se corresponde con la línea central de la misma figura.

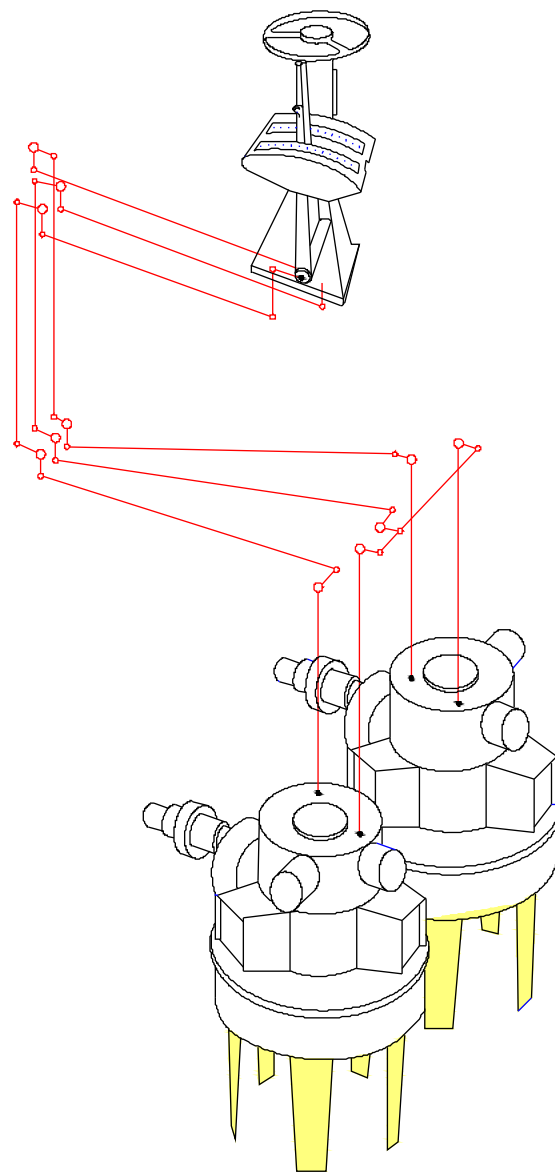


Figura 4.11 Representación esquemática de las líneas mecánicas de conexión desde el puesto de control en el puente hasta las hélices. Fuente: Voith. Dibujo: Santiago I. Baniela.

En la figura 4.12 se representan las maniobras básicas de un remolcador en relación con las disposiciones de los pasos de las dos hélices cicloidales girando hacia afuera para generar el empuje (E) en una determinada dirección respecto al casco del remolcador.

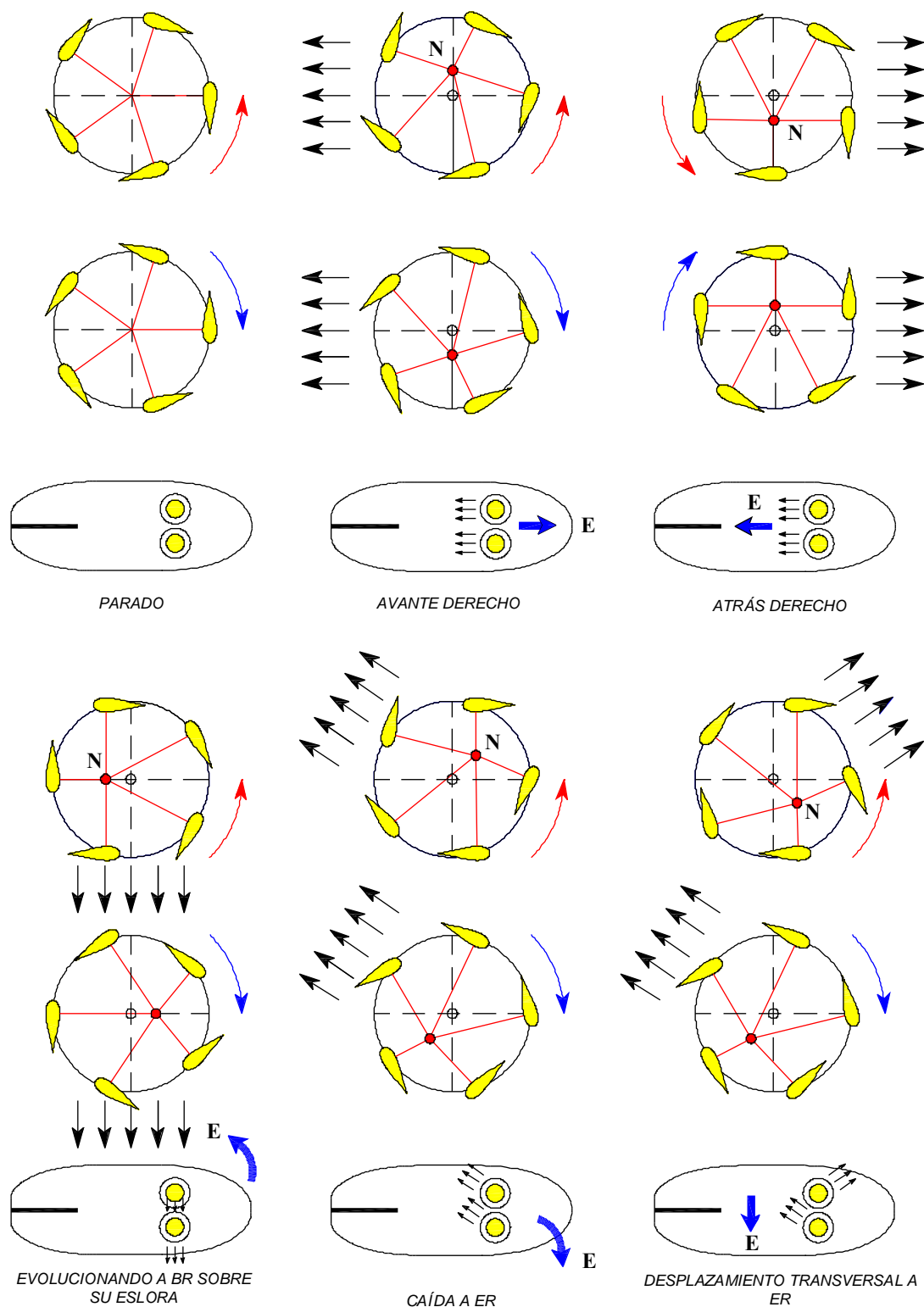


Figura 4.12 Representación de las maniobras más básicas en un remolcador tractor Voith. Fuente: Voith.
Dibujo: Santiago I. Baniela.

A través de los dos cilindros hidráulicos o servomotores que actúan en sentido longitudinal y transversal, instalados sobre el rotor y dispuestos a 90° en el plano horizontal, el centro de gobierno (N) puede desplazarse fuera del centro de rotación de la hélice (O), de tal modo que, en esta situación, las palas efectúan un movimiento oscilatorio sobre su propio eje y la hélice en su conjunto genera una corriente de expulsión cuyo empuje actúa en la dirección opuesta. La resultante del empuje es perpendicular a la línea O-N; su magnitud es proporcional a la distancia O-N y el sentido del empuje está determinado por el sentido de giro del rotor de cada hélice (ambos rotores giran hacia el exterior, el de babor en sentido contrario a las agujas del reloj y el de estribor en el sentido de las agujas del reloj).

En lo relativo al manejo de la rueda de gobierno, que controla el empuje transversal, y de las palancas de paso, que controlan las revoluciones de los rotores de las hélices, y el efecto conjunto del empuje de ambas hélices utilizando los dos mandos de control, cualquier interesado puede acudir a los manuales de *Voith* (como por ejemplo, Le Chevalier and Radike, 2007, pp. 4-9) donde se explica de forma muy didáctica la posición de la rueda y de las palancas de paso para generar el empuje omnidireccional. La información contenida en estos manuales de referencia junto con una formación práctica adecuada, ya sea en simuladores o embarcado en remolcadores acompañando a capitanes de experiencia contrastada, se ha revelado imprescindible para disponer del conocimiento necesario en el mundo del remolque en lo referente al manejo de los remolcadores *Voith* (al igual que cualquier otro remolcador con un sistema de propulsión omnidireccional).

4.1.4 CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DEL REMOLCADOR *TRACTOR VOITH* O *VOITH WATER TRACTOR (VWT)*

4.1.4.1 Introducción

Actualmente, el sistema de propulsión cicloidal *VSP* está plenamente aceptado y consolidado en el sector del remolque y se instala con mucha frecuencia tanto en remolcadores portuarios como de escolta, conocidos en ambos casos como remolcadores *tractor Voith* o *Voith Water Tractor (VWT)*. A modo de introducción, podemos adelantar que se trata de un sistema de propulsión y gobierno que supuso una mejora sustancial en la seguridad respecto a las asistencias prestadas por los remolcadores convencionales. En las operaciones de escolta de buques transportando mercancías peligrosas, el *tractor Voith* es un remolcador que, por las formas particulares y diseño de su obra viva, desarrolla grandes fuerzas de gobierno y frenado en un amplio rango de velocidades, sin comprometer su seguridad, incluso a altas velocidades. De hecho, según el propio fabricante *Voith*, este remolcador posibilitó la introducción de los métodos indirectos o

dinámicos de asistencia para controlar la derrota y/o la velocidad del buque escoltado generando fuerzas de gobierno y disminución de arrancada a través de su obra viva y apéndices.

El sistema VSP proporciona un control del empuje muy elevado, que resulta similar en cualquier dirección de los 360° tal y como veremos más adelante al representar los diagramas polares de vectores de empuje de distintos remolcadores.

Las desventajas del sistema de propulsión cicloidal respecto a la propulsión acimutal son las siguientes:

- Peor eficiencia mecánica en la relación potencia del motor/*bollard pull*, por lo que para conseguir el mismo *bollard pull* requieren aproximadamente un 20% más de potencia que un remolcador con hélices acimutales (aunque a altas velocidades, la diferencia en la potencia requerida no es tan grande);
- Mayores costes de construcción;
- Mayor tamaño y peso de las unidades propulsoras y por tanto mayor calado del remolcador y;
- Actualmente, el sistema VSP está limitado a un empuje máximo por propulsor de 50 tons que en un *tractor Voith* convencional supone un *bollard pull* máximo de 100 tons (Allan, 2014b, p. 15; Stewart, 2016, p. 67).

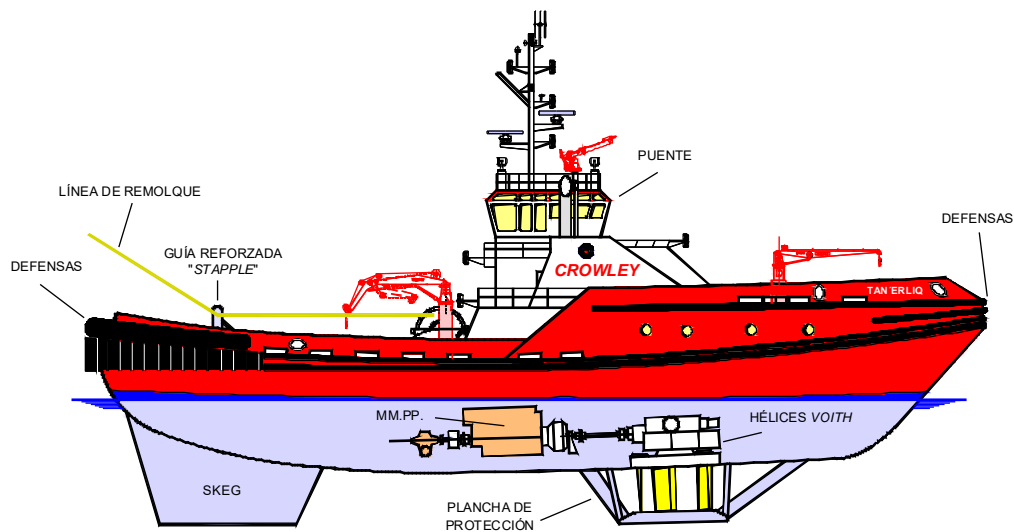


Figura 4.13 Representación de un remolcador de escolta tractor Voith con la disposición de las partes principales. Dibujo: Santiago I. Baniela.

La figura 4.13 muestra la disposición habitual de los componentes principales a bordo de un remolcador *tractor Voith* donde la posición de todos ellos tiene como objetivo hacer la maniobra y asistencia más fácil y eficiente.

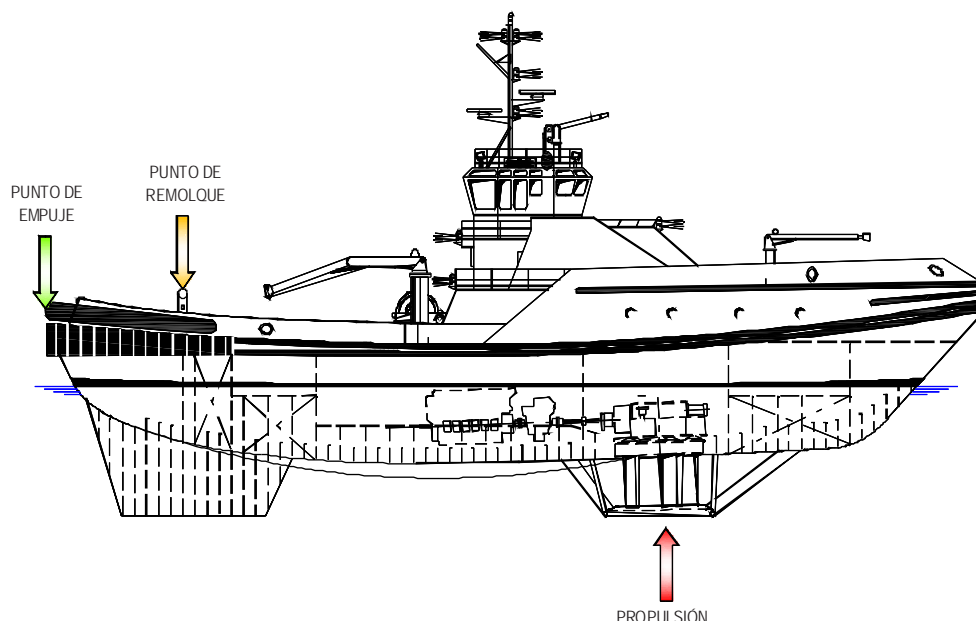


Figura 4.14 Vista lateral de un remolcador tractor Voith de escolta ("Nanuq") donde se pueden apreciar la ubicación de los puntos de remolque, de empuje y de propulsión. Dibujo. Santiago I. Baniela.

4.1.4.2 Las unidades propulsoras

En los remolcadores modernos, se instalan dos unidades propulsoras colocadas a la misma altura en sentido transversal y en la parte de proa del remolcador¹¹, a una distancia aproximada de $0,25 - 0,30 \times LWL$ desde la proa (Gaston, 1996, p. 22), proyectadas verticalmente bajo el casco para permitir la aproximación y salida del flujo de agua libremente desde cualquier dirección. Esta situación vertical de las hélices hace que sean menos sensibles a la pérdida de eficiencia en el empuje en situaciones de mala mar o con olas, permite un desplazamiento sencillo en todas las direcciones, ya que no hay ninguna dirección de trabajo preferente, y minimiza las influencias o turbulencias negativas generadas por el casco del remolcador que inciden sobre las mismas.

Gracias a la instalación del sistema de propulsión en la parte de proa del remolcador (y a proa del eje de rotación del remolcador, punto giratorio o "*pivot point*") el equipo de remolque puede ubicarse bien desplazado hacia popa, de tal manera que las dos principales fuerzas que actúan sobre el remolcador, es decir, el empuje generado por las hélices y la fuerza sobre el cabo de remolque, actúan alejadas del centro de rotación. De esta forma se consigue una situación de equilibrio estable entre ambas, lo que supone una mejora en la seguridad respecto a los remolcadores convencionales con propulsión a popa y se minimiza el riesgo de vuelco en cualquier condición de operación.

¹¹ No obstante, las hélices cicloidales no siempre se montaron en la parte de proa de los remolcadores, pues en los primeros remolcadores de este tipo, principalmente japoneses, éstas iban instaladas a popa.

La disposición de las hélices bajo el casco, el control del paso variable de las palas de las hélices y el equilibrio estable entre las fuerzas sobre el cabo de remolque y el empuje de las hélices permiten generar fuerzas para disminuir la arrancada del buque a altas velocidades, incluso trabajando con un flujo de agua negativo hacia las hélices. Además, los cambios de posición del remolcador respecto al buque asistido se consideran extremadamente rápidos y precisos en los 360° por lo que se reduce al mínimo el tiempo que necesita el remolcador para situarse en la posición adecuada de maniobra.

Como consecuencia del paso variable de las palas de las hélices, los motores situados a popa de los propulsores y a los que van acoplados para suministrar la potencia necesaria, trabajan siempre a unas *rpm* constantes y en el mismo sentido por lo que es posible acoplar tomas de fuerza *PTO* a los MM.PP. para suministrar potencia a alguna maquinaria auxiliar como las bombas contra incendios. En esta situación el remolcador debe continuar siendo completamente operativo, priorizando siempre la potencia solicitada para generar empuje sobre cualquier otra, de tal modo que, en cualquier estadio de la maniobra está disponible toda la potencia. De la misma forma, las hélices giran a bajas *rpm* lo que proporciona un nivel de seguridad relativamente mayor cuando trabajan en condiciones meteorológicas adversas y por tanto sometidas a tensiones externas, al tiempo que aumenta la vida útil de las hélices.

4.1.4.3 La plancha de protección

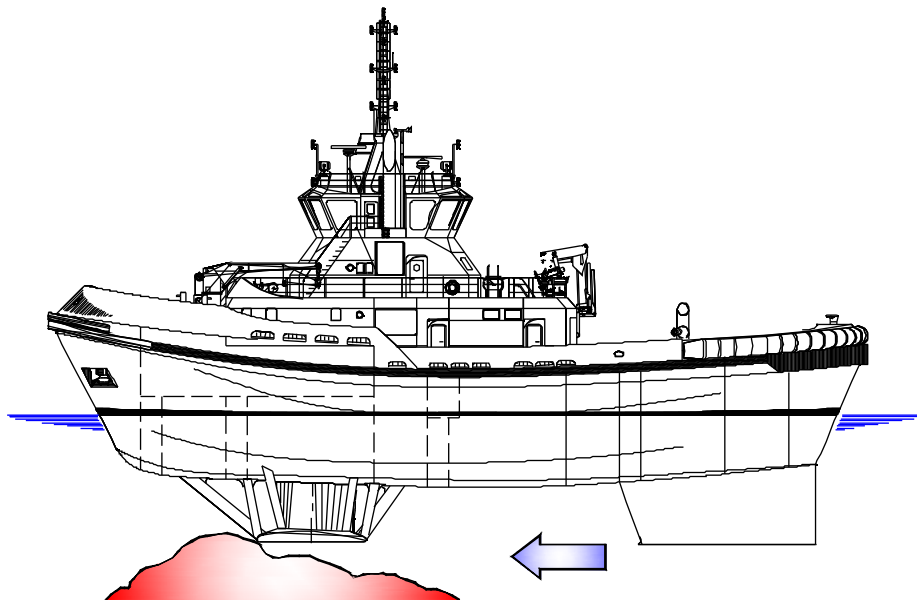


Figura 4.15 Función de protección de la plancha protectora de las hélices al evitar la colisión de las propias palas con un bajo rocoso (Sturmhofel and Bartels, 2000, p. 273). Dibujo: Santiago I. Baniela.

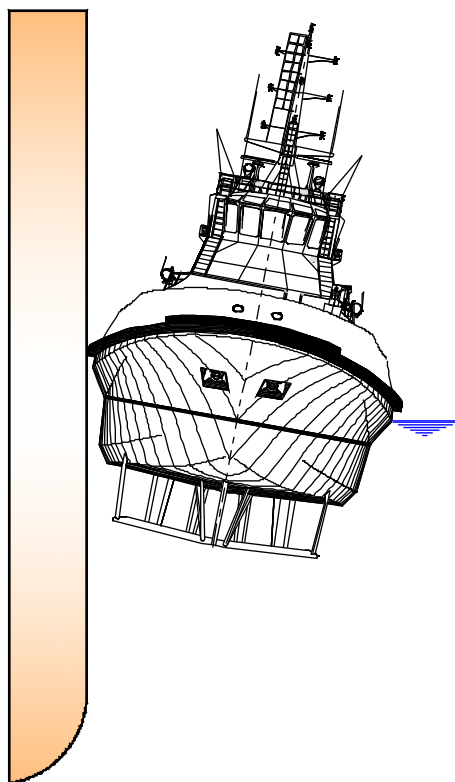


Figura 4.16 Función de protección de la plancha protectora de las hélices cuando el remolcador trabaja al costado del buque y adquiere una escora importante (Sturmhofel and Bartels, 2000, p. 273). Dibujo: Santiago I. Baniela.

La plancha de protección¹² de la hélice *Voith*, instalada debajo de las palas de la misma, protege el sistema de propulsión de las varadas así como de posibles contactos laterales con el buque asistido cuando trabaja por su costado y el remolcador adquiere una escora importante. En el caso de entradas en dique seco, la plancha de protección junto con el quillón o “*skeg*” proporcionan los puntos de apoyo necesarios y con la suficiente resistencia para efectuar una varada fácil y segura. Además, como la plancha de protección está diseñada como una tobera, también incrementa el empuje de la hélice, en especial a bajas velocidades (Sturmhofel and Bartels, 2000, p. 272; Gaston, 1996, p. 22).

Los diseños estándar de este apéndice tenían diez refuerzos o “*struts*” que soportaban a la plancha de protección convenientemente unida al casco del remolcador y adicionalmente resistían los esfuerzos para los que estaba diseñada (Bartels and Jürgens, 2004, p. 154). En la figura 4.17 se muestran las hélices *Voith* del remolcador “*Sertosa Veintiséis*” del operador *Sertosa* donde se pueden apreciar claramente los cinco refuerzos de la parte de proa. Por la parte de popa lleva otros cinco refuerzos dispuestos del mismo modo que los cinco de proa con una ubicación casi simétrica. Tanto a proa como a popa, el refuerzo central unido al casco en la línea de crujía, es de mayor sección y resistencia (Iglesias Baniela, Melón Rodríguez y López Varela,

¹² En el argot del mundo del remolque se le conoce con las denominaciones de “*protection plate*” o “*protection guard*”.

2005b, pp. 50-56). Se trata del primer remolcador con propulsión omnidireccional que operó en España, concretamente en el puerto de La Coruña en 1993.



Figura 4.17 Remolcador tractor Voith “Sertosa Veintiséis” en un varadero. Foto: Santiago I. Baniela.



Figura 4.18 Montaje del rotor de la hélice Voith del remolcador de escolta “Tenax” construido por astilleros Gondán en 2005 para un armador noruego. Foto: Santiago I. Baniela.

Al objeto de simplificar el diseño de esta plancha y al mismo tiempo evitar o disminuir las interacciones que se producen con la corriente de expulsión generada por las palas de la hélice, se investigó la posibilidad de que dicha plancha llevara solamente cuatro refuerzos que unen a la plancha de protección con el casco, en lugar de los diez de los diseños estándar, tal y como se aprecia en la figura 4.19.



Figura 4.19 Primer plano de las dos hélices Voith del remolcador de escolta “Tenax”. Foto: Santiago I. Baniela.

Uno de los retos iniciales de este nuevo diseño fue el conseguir una resistencia estructural similar a la que proporcionaban los diez refuerzos del diseño predecesor. La comparación de ambas configuraciones demostró las ventajas del nuevo diseño (Bartels and Jürgens, 2004, p. 155), muy especialmente en lo que se refiere a la resistencia transversal. Además, con el nuevo sistema se mejora la seguridad frente al colapso de la plancha y se reducen las cargas derivadas ante un impacto transversal. Adicionalmente, en el análisis de vibraciones de la plancha en su conjunto, la sección estructural del buque resulta mejorada eliminando los efectos perniciosos de resonancia con las frecuencias de excitación de la hélice. Al mismo tiempo, con la configuración de cuatro refuerzos, la resistencia al avance “*drag*” de la plancha se reduce en comparación con el diseño primitivo. Dependiendo del *número Froude* del diseño del remolcador *tractor Voith*, puede conseguirse un incremento de velocidad de 0,2 a 0,5 nudos.

Recientes cálculos *CFD* para la optimización de la configuración hidrodinámica del nuevo diseño, han demostrado unos resultados muy prometedores con la introducción de unas ranuras “*slots*” en la plancha de protección que inyectan flujo de agua en el semicírculo de popa de la hélice *Voith* (ver figura 4.20 donde se aprecian las dos ranuras en una plancha de protección antes de su montaje en grada y en la que resulta interesante asimismo apreciar la ubicación de los cuatro refuerzos y los dos huecos que es necesario dejar a cada banda hasta que se monten en grada¹³ las palas de las dos hélices *Voith*). Los cálculos han demostrado un incremento del *bollard pull* avante de en torno al 4% (Bartels and Jürgens, 2004, pp. 154-155).

¹³ Hay que tener en cuenta que, aunque no suele ser muy normal, si por cualquier motivo resulta necesario sacar una pala de la hélice tras la entrada en servicio del remolcador, es imprescindible practicar la oportuna “*cesárea*” igual a uno de los dos huecos que se ven en la figura (para el montaje de todas ellas lo que se hace es girar el rotor de la hélice hasta hacer coincidir la pala que se quiera sacar o meter con el hueco practicado).



Figura 4.20 Plancha de protección del remolcador de escolta “Tenax” antes de su montaje. Foto: Santiago I. Baniela.



Figura 4.21 Primer plano de la ranura o “slot” de la hélice de estribor del remolcador de escolta “Tenax”. Foto: Santiago I. Baniela.

El único diseño que incorpora estas ranuras está principalmente optimizado para tirar “*pulling direction*” y para cualquier otra dirección, existe más o menos un valor constante que significa una pequeña pérdida de eficiencia, aunque resulta insignificante. En todo caso resulta una solución de compromiso que debe valorar el armador a la hora de construir el remolcador; así en el caso de un remolcador de escolta como el “*Tenax*” (el primero en el mundo en incorporar

estas ranuras en su plancha de protección¹⁴), el hecho de que su principal función a la hora de llevar a cabo los métodos de asistencia propios del remolque de escolta va a llevarlos con el remolcador tirando y de que llevará a cabo navegaciones en tránsito recorriendo distancias bastante considerables, han determinado a su armador a optar por esta configuración.

4.1.4.4 El diseño del casco

El diseño del casco resulta fundamental ya que sobre la obra viva y sus apéndices recae la responsabilidad de generar las fuerzas hidrodinámicas necesarias que son transmitidas a la línea de remolque cuando emplea el método indirecto de escolta, pero al mismo tiempo, durante la navegación libre, debe presentar una resistencia al avance relativamente baja. Aunque los *tractor Voith* suelen tener la obra viva con un fondo bastante plano (por las importantes dimensiones de las palas verticales de las hélices ciclooidales proyectándose bajo el casco) normalmente tienen un calado mayor que cualquier otro remolcador convencional o *ASD* de dimensiones similares.

En capítulos posteriores trataremos las modificaciones realizadas en los cascos de estos remolcadores desde el inicio de las operaciones de escolta y aquellas que se llevaron a cabo para encontrar el diseño más eficiente y versátil.



Figura 4.22 Remolcador de escolta “Baut” y la distribución de las defensas. Fuente: <http://www.shipspotting.com>

¹⁴ Este remolcador fue construido por astilleros *Gondán* (Asturias) para el conocido operador noruego *Østensjø Rederi AS* para prestar sus servicios en la Terminal petrolífera de Southampton (Reino Unido).

En cuanto a las defensas instaladas a lo largo de la obra muerta, tal y como se aprecia en la figura 4.22, el tamaño y área de contacto de las mismas es muy superior en la zona de popa que en la de proa y costados debido a que cuando el remolcador se aproxima al buque para tomar el cabo de remolque o para asistirlo con método de empujar-tirar (*push-pull method*) en el remolque portuario, lo hace con la popa hacia el buque o “*skeg first*” por ser la cabeza opuesta a situación de la propulsión. Esta forma de aproximación o trabajo tiene las siguientes ventajas:

- Es la situación en la que las hélices están más alejadas y por tanto se ven menos afectadas por las presiones y turbulencias procedentes del buque;
- Se necesita menos potencia para mantener una determinada posición al aumentar el brazo de palanca de las hélices y;
- Se mejora la estabilidad de rumbo durante la aproximación.



Figura 4.23 Remolcador “Baut” navegando de popa (Maritime Journal, 2004).

En cierta medida, los conceptos de proa y popa son irrelevantes debido a las características de su propulsión omnidireccional. Se trata de un remolcador que tiene una gran maniobrabilidad, puede girar en torno a su propia eslora, producir un empuje omnidireccional de gran intensidad y navegar máquina atrás igual que lo hace máquina avante, eliminando así muchos de los peligros que hemos visto al analizar el remolcador convencional durante sus asistencias, por lo que son más seguros que éstos en cualquier fase de la maniobra.

Además de modificar el diseño del casco para incrementar las máximas fuerzas de gobierno y/o frenado generadas con los métodos indirectos de asistencia (aumentando la superficie lateral de la obra viva) se pueden efectuar, por ejemplo, las siguientes modificaciones:

- Elegir un quillón con un perfil que sea capaz de generar una mayor fuerza hidrodinámica;
- Utilizar apéndices hidrodinámicos y adaptados perfectamente al casco del remolcador y;
- Modificar la posición relativa del punto de remolque (guía reforzada) respecto al punto de aplicación de la fuerza hidrodinámica del agua.

4.1.4.5 El quillón “skeg”



Figura 4.24 Vista del quillón del remolcador de escolta tractor Voith “Velox”. Foto: Santiago I. Baniela.

La instalación del quillón o “skeg” típico de estos remolcadores situado bajo la popa a modo de aleta u orza tiene las siguientes ventajas:

- Genera importantes fuerzas de gobierno y frenado que son transmitidas a la línea de remolque cuando emplea el método indirecto de escolta “*hydrofoil effect*” al aumentar la superficie lateral de la obra viva. Esta es una de las razones por la que los remolcadores de escolta disponen de un quillón de mayores dimensiones que los remolcadores portuarios;
- Desplaza el centro de presión lateral (CPL) hacia popa por lo que se aumenta el brazo de giro entre las hélices y el punto de giro del remolcador. De esta manera, el empuje necesario generado por las hélices para conseguir el equilibrio con las fuerzas actuantes en el método indirecto de escolta es menor y el remolcador dispone de más margen de potencia a la hora de generar las máximas fuerzas de escolta, principalmente a altas velocidades;

- Mejora la estabilidad de rumbo en navegación libre tanto con la proa hacia el mar “*bow first*” como con la popa “*skeg first*” al desplazar el CPL en la dirección opuesta de las hélices, aumentado por tanto el brazo de palanca de las mismas y;
- Junto con la plancha de protección de las hélices instalada en la proa forman los dos puntos de apoyo que tiene el remolcador a la hora de entrar en dique seco. Para ello, el extremo inferior del quillón debe estar diseñado para estar a la misma altura que la plancha de protección de las hélices. Además, ambos apéndices contribuyen a mejorar el comportamiento del remolcador en la mar (Rocholl *et al.*, 2014, pp. 227-228).

El centro de presión lateral (CPL) es el punto de aplicación de las fuerzas hidrodinámicas actuando sobre la obra viva oponiéndose al movimiento transversal del remolcador, es decir, es el punto de aplicación de la fuerza ejercida por el flujo de agua incidiendo sobre el casco y apéndices del remolcador. Se trata de un punto no estacionario y su posición depende principalmente del ángulo de ataque del remolcador respecto al flujo de agua y de la forma y área de la obra viva y apéndices. Cuando el flujo de agua se aproxima al remolcador desde una posición del través, el CPL se encuentra generalmente un poco a popa de la medianía de la eslora, aproximadamente a $0,40 \times LWL$ desde la popa. Por otra parte, cuando el remolcador cae con su proa en la dirección del flujo de agua, el CPL se desplaza hacia proa hasta una situación aproximadamente en la medianía de la eslora.

A pesar de que el quillón instalado en los últimos años proporciona una serie de ventajas extraordinarias, principalmente cuando se utilizan los métodos indirectos o dinámicos de asistencia, su presencia presenta alguna dificultad en el caso de los remolcadores más antiguos dotados de un quillón con un diseño plano “*flat plate skeg*”¹⁵. En estos casos, cuando el remolcador navega durante la maniobra de escolta efectuando una escolta activa “*tethered*” (con la línea de remolque firme, pero sin tensión) con el quillón hacia el buque asistido, la estela de la hélice del buque incide sobre el quillón por ambas bandas causándole al remolcador constantes guiñadas que el capitán debe contrarrestar desde el puente. Esto puede provocar fatiga al operador y la posibilidad de que el remolcador se vea arrastrado por el buque a altas velocidades. Este problema se minimizó en algunos remolcadores instalando un segundo punto de remolque o guía “*staple*” más a popa del punto de remolque principal (ver figura 4.26).

Por su parte, la compañía *Neptun* de Oslo diseñó en su momento un tipo de quillón con una forma hidrodinámica que permitía que el remolcador operase con ángulos de ataque mucho más grandes con respecto al flujo de agua sin producir una separación del fluido “*stall*”. Incluso se demostró que era lo suficientemente estable para que los remolcadores trabajasen en todo momento con la popa hacia el buque “*skeg forward*” o “*skeg first*”, solucionándose los

¹⁵ Literalmente, significa una pieza plana de acero. Es un quillón que llevaban instalados muchos remolcadores contruidos antes de 1996.

problemas de estabilidad de rumbo anteriormente referidos. Este diseño de quillón se instaló por primera vez de forma exitosa en los remolcadores *tractor Voith* “*Bess*” y “*Boss*” construidos en el 1994 y 1995 respectivamente. Se trataba de los primeros remolcadores diseñados para poder trabajar en todo momento con la popa hacia el buque asistido “*skeg first*”.

La instalación del quillón de escolta de grandes dimensiones junto con la plancha de protección de las hélices, dotan al remolcador de dos sistemas que le proporcionan un efecto de suspensión o amortiguamiento de los movimientos a los que se ve sometido en situaciones de mala mar, de tal forma que el quillón contribuye a reducir el movimiento de balance “*rolling motion*” y la plancha de protección contribuye a reducir las cabezadas “*pitching motion*” y el movimiento vertical “*heaving motion*”¹⁶. Además, la propia disposición vertical de las palas de las hélices girando, proporciona igualmente un efecto de reducción del movimiento del remolcador inducido por la mar. En general, tanto el quillón como el movimiento rotatorio de las palas de las hélices aseguran una buena estabilidad de rumbo al remolcador.

4.1.4.6 El equipo de remolque “*towing gear*”



Figura 4.25 Guías de remolque “*towing staple*”. A la izquierda, la típica del remolcador “*Sertosa Veintiocho*” y a la derecha un diseño más moderno en el remolcador de escolta “*Velox*”. Fotos: Santiago I. Baniela.

Los remolcadores de escolta *tractor Voith* no suelen disponer de bita o gancho de remolque sino una maquinilla de remolque situada aproximadamente en la medianía de la eslora, donde se estiba la línea de remolque, y controlada de forma remota desde el puente. No obstante, la línea de remolque no sale del remolcador desde la maquinilla sino que lo hace a través de una guía reforzada “*towing staple*” que hace de punto de remolque principal, situada en la vertical del quillón y a una distancia de la popa entre un 0,10 - 0,20 x *LWL*, desde donde el cabo laborea

¹⁶ Un buque sometido a todas las fuerzas actuantes en la mar se mueve según seis grados de libertad: tres de traslación y tres de oscilación. Los movimientos de traslación son la arfada “*heave*” (movimiento vertical), la deriva “*sway*” (movimiento lateral a ambas bandas) y avance o retroceso “*surge*” (movimiento longitudinal); los movimientos de oscilación son la guiñada “*yaw*” (según el eje vertical Z), el cabeceo “*pitch*” (según el eje transversal Y) y el balance “*roll*” (según el eje longitudinal X).

directamente hacia el buque asistido, constituyendo por tanto el punto de remolque¹⁷. Se trata de una guía muy reforzada que adopta la forma de “U” o “V” invertida en cuyo interior habitualmente se instala otra guía con una forma un poco ovalada y que facilita el laboreo de la línea de remolque. En cualquier caso, la ubicación exacta de la guía y maquinilla depende de las maniobras para las que esté diseñado el remolcador.

La situación del punto de remolque en la parte de popa del remolcador tiene los siguientes objetivos:

- Conseguir el mayor brazo de palanca posible entre el punto de remolque y el punto de aplicación del empuje de las hélices de tal forma que se minimiza la potencia necesaria para controlar de forma efectiva al remolcador. Además, al situarse en la cabeza opuesta a la propulsión, origina que se reduzca el riesgo de vuelco siempre presente en el remolcador convencional trabajando con un remolque en línea con cierta velocidad. En un remolque en línea, tan pronto como las fuerzas presentes se desvían de la dirección longitudinal del remolcador, crean un momento de giro opuesto alrededor del eje vertical del remolcador que tiende a alinearlos de nuevo con el flujo de agua incidente. Por tanto, el remolcador gira en torno al eje longitudinal y en la dirección del cabo de remolque antes de que éste alcance una escora crítica que comprometa su seguridad, o lo que es lo mismo, aun sin la intervención de las hélices cicloidales, el diseño del remolcador provoca que se alinee por sí mismo con el flujo de agua;
- Aumentar la distancia entre el punto de remolque y la superestructura del remolcador, situada aproximadamente en la medianía de la eslora y que resulta muy importante cuando el remolcador trabaja en las proximidades de buques con grandes finos a proa y/o popa;
- En las maniobras de asistencia portuaria, garantizar una transición continua en las maniobras “*push-pull method*” sin cambiar la cabeza de trabajo del remolcador. Durante la maniobra de tiro, el remolcador tira “*pull*” sobre la línea de remolque con su popa dirigida hacia el buque asistido y empuja “*push*” también con su popa, por lo que el hecho de cambiar de un modo a otro de operación consiste simplemente en invertir 180° la dirección del empuje generado por el remolcador y;
- Minimizar las posibles interferencias generadas entre el buque asistido y las hélices cicloidales al aumentar la separación entre ambos.

¹⁷ En ocasiones el punto de remolque puede desplazarse más hacia popa instalando un segundo punto de remolque, sobre la borda de popa del remolcador (normalmente una bita retráctil operada remotamente desde el puente). Este punto de remolque secundario solamente puede utilizarse mientras el remolcador acompaña al buque escoltado sin intervenir, abatiendo remotamente de modo inmediato la bita retráctil en caso de actuación para que la línea trabaje sobre el punto de remolque principal.

Cuando el remolcador *tractor Voith* efectúa un remolque de escolta activo “*tethered*” con el quillón hacia el buque asistido “*skeg first*”, a altas velocidades y durante distancias importantes, puede que el flujo de agua y la estela de la hélice del buque incidan de forma diferente sobre las dos caras del quillón y provocar una inestabilidad de rumbo (guiñadas a una y otra banda) y la consecuente fatiga del capitán. Para reducir este fenómeno y evitar que con mala mar embarque mucha agua por la popa (debido a la poca altura de su cubierta a popa) el punto de remolque puede desplazarse hacia popa (fuera de la vertical del quillón) hasta situarlo sobre la borda o en sus proximidades, formando un punto de remolque secundario constituido por una guía o unos pines retráctiles construidos en acero inoxidable que evitan el desgaste prematuro del cabo al laborear o, como se ha mencionado anteriormente, por una bita retráctil accionada remotamente. No obstante, en caso de que se utilice este punto de remolque secundario, tan pronto como el remolcador tenga que intervenir por una emergencia, se debe arriar de forma inmediata y remota desde el puente (aun estando bajo tensión) para que el cabo trabaje sobre el punto o guía de remolque principal rápidamente (situada en la vertical de la medianía del quillón) y no se reduzcan las capacidades del remolcador.



Figura 4.26 Guía retráctil del extremo de popa del remolcador de escolta tractor Voith “Velox”. Foto: Santiago I. Baniela.

Todos los demás equipos instalados en un remolcador *tractor Voith* se consideran como equipo auxiliar y se adaptan a las funciones que vayan a desempeñar a bordo de un remolcador en concreto.

4.1.4.7 El control del remolcador

El puesto o consola de control de las hélices está situado en el puente y desde ahí se gobierna el remolcador mediante la rueda de gobierno que controla el empuje transversal de las dos hélices de forma sincronizada y las palancas de paso que controlan el empuje longitudinal de cada hélice de forma independiente, permitiendo un control variable tanto de la magnitud como de la dirección del empuje generado. En el puente, dependiendo de las dimensiones del remolcador, puede haber uno o dos puestos de control, en cuyo caso trabajarían de forma sincronizada. Los sistemas de control (palancas de paso y rueda de gobierno) se conectan mecánicamente a las hélices cicloidales lo que permite un control directo del sistema y minimiza los riesgos de un fallo, tanto por las particularidades constructivas del sistema como por el modo de operación que se le presenta al capitán de forma sencilla y lógica, sin necesidad de cambiar constantemente la forma de pensar en función del sentido del desplazamiento del remolcador o de si utiliza una o las dos hélices. De esta forma se reduce la posibilidad de que el capitán cometa ciertos errores bajo situaciones de estrés en emergencias y que pueden dar lugar a situaciones extremadamente peligrosas para el remolcador y su tripulación¹⁸. De este modo, la dirección que se establece en los controles del puente coincide con la dirección de desplazamiento de remolcador, mientras que la intensidad depende del paso establecido en los propios controles (palancas de paso y rueda de gobierno) lo que permite que el capitán se concentre únicamente en las circunstancias de la maniobra. Se trata de un aspecto extremadamente importante en cuanto a la seguridad de la operación pues las maniobras, generalmente, requieren de un cambio constante tanto en la dirección como en la intensidad del empuje generado.

Las características principales del sistema de control *VSP* son las siguientes:

- Variaciones del empuje en dirección y magnitud de forma rápida, precisa y sin escalas predeterminadas, independientemente de la velocidad del buque asistido. El movimiento oscilatorio de las palas determina la magnitud del empuje mediante la variación de la amplitud (paso) mientras que la correlación de fase (dirección del paso) determina la dirección del empuje entre 0° y 360°;
- Una variación del empuje de acuerdo a un sistema de coordenadas cartesianas X-Y (idénticas a los ejes del remolcador en sentido longitudinal y transversal) que parte siempre desde cero, lo que resulta vital para evitar que se generen empujes intermedios o desplazamientos indeseados, y con una intensidad casi idéntica en los 360° debido a la simetría hidráulica rotacional. Cuando, en un momento dado, es necesario invertir 180°

¹⁸ La tripulación del remolcador es un componente importante en su seguridad pues la experiencia demuestra que un alto porcentaje de accidentes tienen su origen en un error humano, de ahí que el control y el manejo de los remolcadores por parte de sus capitanes resulte fundamental.

la dirección del empuje generado, primero se reduce progresivamente el empuje hasta generar empuje cero y a continuación se comienza a generar empuje paulatinamente en la dirección opuesta de tal forma que el sistema evita que se generen empujes o desplazamientos laterales perturbadores;

- El control del empuje según unas coordenadas cartesianas permite gobernar el sistema doble de hélices cicloidales como si se tratase de un único sistema de propulsión. Por esta razón, una avería durante la maniobra en uno de los dos sistemas no supone ningún cambio en los procedimientos de control del remolcador, la seguridad del remolcador no se ve afectada y no es necesario interrumpir inmediatamente la asistencia aunque, como es lógico, se produce una pérdida de potencia. De esta manera, el remolcador dispone de un sistema de propulsión y gobierno redundante que le permite contar siempre con una opción de emergencia, sin que un fallo o avería en uno de los propulsores suponga un cambio en sus capacidades de maniobra (Sturmhofel and Bartels, 2000, p. 272);
- Un control de la evolución del remolcador desde el puente de forma relativamente fácil y lógica respecto al movimiento del remolcador. Las exigencias de seguridad hicieron que las órdenes desde el puente hasta las hélices se efectúen por medio de una transmisión mecánica directa y robusta, de tal modo que su operación es totalmente independiente de cualquier fuente de alimentación auxiliar, lo que maximiza la fiabilidad y permite aplicar el máximo empuje en cualquier dirección casi de forma instantánea y directa, sin ángulos de empuje intermedios;
- El tiempo de respuesta de las hélices a las órdenes desde el puente es inferior a cualquier otro sistema de propulsión (Allan, 2014b, p. 15) lo que supone una ventaja importante ya que en todas las maniobras en general, y en la de escolta empleando el método indirecto en particular, resulta fundamental un control rápido, preciso y eficiente de las hélices para garantizar el éxito y seguridad de las operaciones y;
- Un sistema redundante y robusto en el que los motores trabajan a bajas revoluciones y se emplean materiales de alta calidad. El sistema tiene un alto grado de resistencia a las tensiones externas producidas durante la maniobra en condiciones meteorológicas adversas, lo que se traduce en una vida útil operativa relativamente larga.



Figura 4.27 Remolcador portuario tractor Voith “Sertosa Veintiocho” en el puerto de La Coruña. Fuente: <http://www.shipspotting.com>



Figura 4.28 Remolcador de escolta “Tenax” del operador noruego Østensjø Rederi AS. Fuente: <http://www.shipspotting.com>

Al igual que ocurre con todos los remolcadores modernos, el puente dispone de una visibilidad cercana a los 360° permitiendo al capitán tener un control constante de la maniobra e incluso en sentido vertical ya que, tal y como se aprecia en las figuras 4.27 y 4.28, el puente suele disponer de ventanas en las partes altas del mismo para poder trabajar y mirar hacia arriba en las proximidades de los buques con mucho francobordo y con finos a proa y popa muy pronunciados.

En cuanto al diseño de las chimeneas de los gases de escape, hay remolcadores que las instalan por debajo de la parte más baja de las ventanas del puente y mirando hacia afuera para garantizar la visibilidad en los 360°, tal y como se observa en la figura 4.27 (con excepción de la

zona donde está abatida la escala real y las tuberías rojas que alimentan los cañones contraincendios ubicados encima del puente), mientras que otros remolcadores las instalan ligeramente a proa del través, para facilitar la visibilidad de la maniobra de popa, y hacia afuera (ver figura 4.28).

4.1.4.8 Funciones auxiliares del remolcador

Cuando disponga de los medios necesarios, el remolcador *tractor Voith* también se puede utilizar de forma eficaz como buque contraincendios gracias a la potencia que puede desviarse desde los MM.PP. para accionar las bombas contraincendios, sin que ello suponga una disminución de la eficiencia de las hélices *VSP* para mantener el control del remolcador en todo momento manteniendo al mismo tiempo la presión de las mangueras contraincendios y contrarrestando las influencias externas del viento y la corriente. En el caso de los remolcadores genuinos de escolta, se ha demostrado experimentalmente el excelente rendimiento que prestan ante un incendio declarado a bordo del buque escoltado ya pueden intervenir inmediatamente con el buque todavía navegando a cierta velocidad.

En cuanto a las labores de lucha contra la contaminación producida por un vertido de hidrocarburos tras un accidente, el remolcador también puede resultar muy eficaz a la hora de manejar los brazos de los equipos de recogida de hidrocarburos o “*skimmers*”; la inmersión relativamente grande de las palas de las hélices respecto a la lámina de agua originan unas turbulencias mínimas de la superficie del agua y; la plancha de protección de las hélices le permite trabajar en aguas poco profundas al tiempo que le proporciona un mayor resguardo ante los cabos, cadenas, etc. a la deriva o entre aguas tras un accidente.

4.1.5 EL VOITH TURBO FIN

En el método indirecto de asistencia de escolta, el remolcador *tractor Voith*, al asumir las funciones de un timón externo, puede generar en el buque asistido unas fuerzas de gobierno muy elevadas, superiores al *bollard pull* e incluso superiores a las fuerzas generadas por el propio timón del buque asistido en todo el rango de velocidades entre 0 y 12 nudos. Estas fuerzas, transmitidas al buque escoltado a través de la línea de remolque para controlar su derrota tras sufrir una avería en su sistema de gobierno, son generadas principalmente por la obra viva del remolcador y apéndices a altas velocidades (en combinación con el empuje de las hélices), donde el quillón, por sus importantes dimensiones, adquiere especial relevancia (Voith, 2006).

A raíz del accidente del petrolero “Aegen Sea” en la entrada del puerto de La Coruña en 1992, se hizo patente la necesidad de utilizar, en determinados puertos¹⁹, a los remolcadores portuarios como remolcadores de escolta de tal forma que mantuviesen las mismas características y tamaño compacto que les permitía trabajar en zonas portuarias y espacios reducidos. Para que estos remolcadores de puerto pudiesen cumplir con el requisito de proporcionar altas fuerzas de gobierno, Voith desarrolló el denominado *Voith Turbo Fin (VTF)*, que consistía en la instalación de un cilindro rotatorio situado verticalmente en el extremo de popa del quillón el cual, una vez accionado de forma voluntaria por el capitán del remolcador al utilizar el método indirecto de asistencia, mejoraba las prestaciones del remolcador (Bartels and Jürgens, 2006, p. 19).

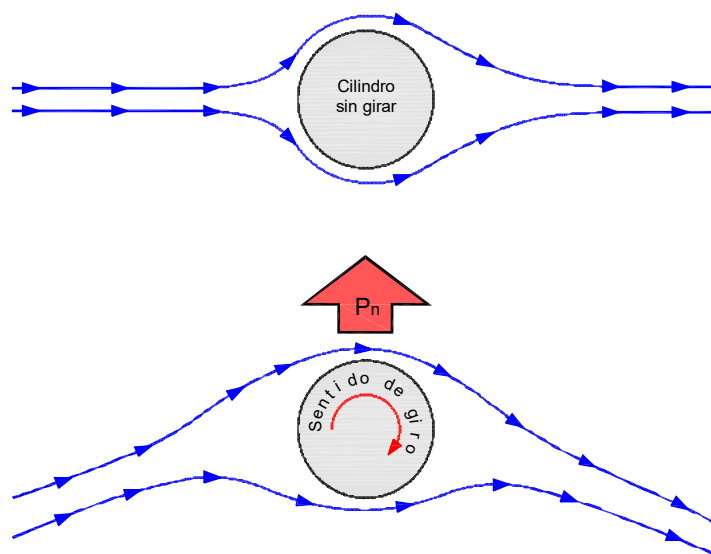


Figura 4.29 Comparación del resultado que produce el Efecto Magnus en un cilindro sin girar (arriba) y otro girando (abajo) en la corriente de un fluido (SNAME, 1988, p. 140). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Este sistema se basa en el invento del físico y químico alemán Heinrich Gustav Magnus cuando en el año 1852 realizó una serie de experimentos para analizar las fuerzas aerodinámicas generadas cuando una esfera o cilindro se interponía perpendicularmente en el flujo de un fluido. Constató que cuando el cilindro no gira, el flujo entorno al cilindro se desvía de forma simétrica por ambos lados, tal y como se aprecia en el dibujo superior de la figura 4.29 mientras que, si se imprime un movimiento giratorio al cilindro creando un remolino a su alrededor, la velocidad del flujo en una de sus caras aumenta (en la parte que coincide con la dirección de rotación) y en la otra cara disminuye (cuando el fluido se encuentra con el remolino en la dirección opuesta). Esto origina una diferencia de presiones en ambas caras del cilindro que provoca una fuerza perpendicular a la dirección del fluido hacia la cara de menor presión relativa, desplazando al cilindro perpendicularmente, tal y como se observa en la figura 4.30 (Bartels and Jürgens, 2004, p. 155-156; Iglesias Baniela and García Melón, 2006, p. 505-506).

¹⁹ Southampton, Cork, Amberes, Ravena, Venecia, etc.

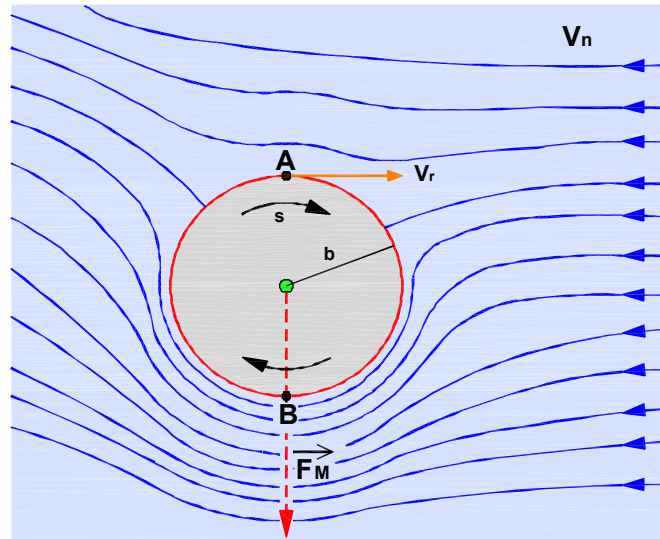


Figura 4.30 Representación del Efecto Magnus en un cilindro rotatorio inmerso en la corriente de un fluido (Bartels and Jürgens, 2004, p. 156). Dibujo: Santiago I. Baniela.

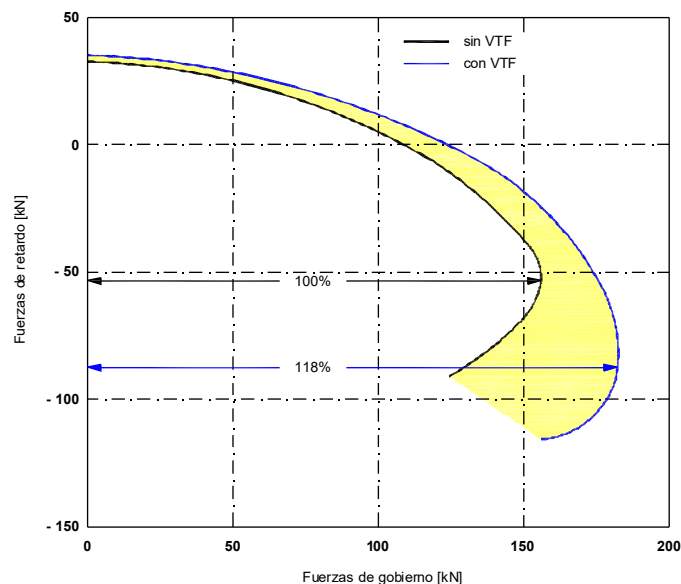


Figura 4.31 Comparación entre las fuerzas de gobierno y frenado generadas por un quillón convencional respecto a un quillón con el sistema VTF (Bartels and Jürgens, 2006, p. 19). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Con el sistema *VTF* y por el efecto Magnus, se asegura un mayor y mejor flujo de agua alrededor del quillón y hacia el casco del remolcador y se retrasa el ángulo al que se produce la separación del fluido “*stall*”, principalmente cuando el remolcador trabaja con el quillón hacia el buque escoltado “*skeg first*” en el método indirecto de remolque²⁰, de tal modo que la fuerza de gobierno generada por un remolcador con el *VTF* es, según *Voith*, entre un 18% y un 25% más alta que un remolcador con un quillón convencional. Por tanto, con un remolcador diseñado

²⁰ En condiciones normales, la separación del fluido empieza aproximadamente con un ángulo de 32° respecto al flujo de agua, generándose turbulencias que limitan la fuerza generada sobre la línea de remolque.

para trabajar en zonas portuarias o restringidas, tras la instalación del sistema *VTF* se pueden generar grandes fuerzas de gobierno sobre el buque asistido contribuyendo a mejorar la seguridad y la eficiencia de las maniobras de escolta que realicen. En general, las dimensiones y prestaciones finales del *VTF* dependen del tamaño del quillón en el que se instale.

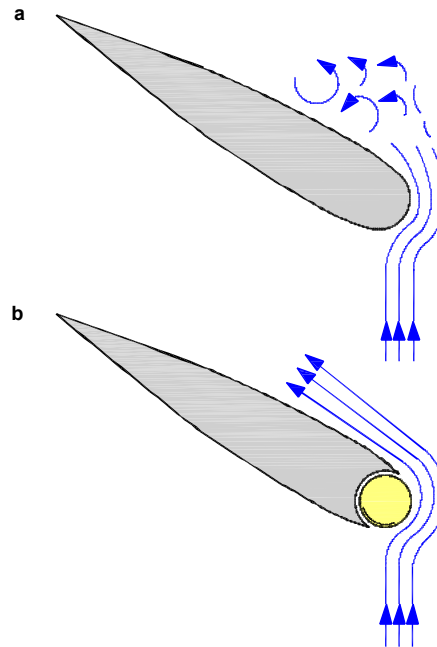


Figura 4.32 Esquema de las condiciones del flujo que incide sobre el quillón según lleve montado o no un *VTF* (Juergens, 2006, p. 63). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Antes de su lanzamiento al mercado, la empresa *Voith Turbo Marine* realizó multitud de estudios exhaustivos. Durante el proceso, el departamento de investigación y desarrollo de *Voith* empleó métodos numéricos de cálculo con *CFD* y efectuó multitud de pruebas de modelos en los canales de experiencias de la propia compañía *Voith*. De los datos obtenidos en las pruebas y simulaciones, se desarrolló un proyecto general para la construcción del *VTF*, pues se concluyó que con la instalación de este sistema era posible que los remolcadores portuarios, de dimensiones compactas y diseñados para trabajar en zonas restringidas, podían efectuar el remolque de escolta con los métodos indirectos de asistencia, y al mismo tiempo permitiría diseñar remolcadores genuinos de escolta de menores dimensiones, con el consecuente ahorro de costes.

El *VTF* fue instalado por primera vez en 2005 a bordo del remolcador de escolta “*Velox*”, operado por la compañía noruega *Østensjø Rederi AS*, construido en astilleros *Gondán* (Asturias) y diseñado por la empresa canadiense *Robert Allan Ltd.* en cooperación con el asesor técnico de *Østensjø*, Carl J. Amundsen. Con este remolcador de 37 m de eslora y 14 m de manga, para conseguir una fuerza transversal adicional de 30 tons a 10 nudos de velocidad con el sistema *VTF*, tan solo fue necesaria una potencia adicional de 45 kW, suministrada por el

sistema hidráulico del remolcador. La velocidad máxima de rotación del cilindro es de 245 rpm y tiene un diámetro de 0,80 m y una altura de 3,70 m (Voith, 2006). El remolcador fue construido para cumplir con los requisitos de escolta establecidos por la clase DNV con la notación (130,10), es decir, capaz de prestar una fuerza de gobierno de 130 tons a 10 nudos empleando el método indirecto de escolta. Los extraordinarios resultados obtenidos en este remolcador provocaron la instalación del VTF en muchos remolcadores construidos posteriormente (Juergens, 2006, pp. 63-64).



Figura 4.33 Primer plano visto desde popa del cilindro rotatorio del VTF del remolcador de escolta “Velox”. Foto: Santiago I. Baniela.

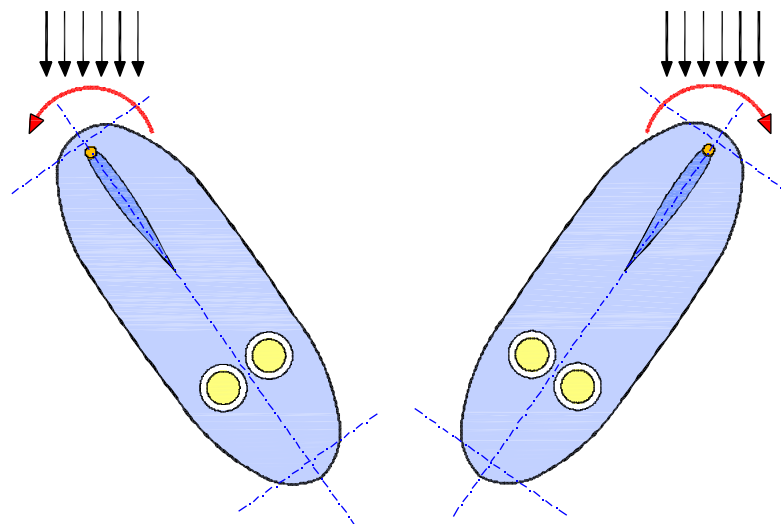


Figura 4.34 Remolcador tractor Voith mostrando la dirección de rotación del VTF. A la izquierda, girando en sentido contrario a las agujas del reloj y a la derecha en el sentido de las agujas del reloj. Fuente: Voith. Dibujo: Santiago I. Baniela.

La longitud del quillón suele estar entre el 20% y el 37% de la eslora en la flotación del remolcador, pudiendo ser mayor en los remolcadores genuinos de escolta, y el ancho es aproximadamente el 12% de esta longitud. El diámetro del *VTF* es aproximadamente la mitad del ancho máximo del quillón y para obtener su rendimiento óptimo, la velocidad de rotación del *VTF* debe ser de al menos cuatro veces la velocidad del remolcador sobre el agua (Bartels and Jürgens, 2006, p. 19).

En general, recomiendan que se active únicamente durante las operaciones de escolta navegando de popa “*skeg first*” o “*fin first*”, cuando el ángulo de ataque del remolcador respecto al flujo de agua sea superior a 15° o 20° y a una velocidad superior a los 4 nudos (Bartels and Jürgens, 2004, p. 156). Ambas variables se controlan automáticamente mediante unos sensores instalados en las palancas de paso (con un paso superior a 2 navegando de popa) y la rueda de gobierno (con un paso superior a 2 a babor/estribor). Por tanto, con este sistema, el capitán del remolcador tiene en su mano, pulsando un solo botón (siempre que se cumplan unos requisitos mínimos) la capacidad de utilizar un dispositivo que mejora la maniobrabilidad del remolcador, tanto en las maniobras de escolta a altas velocidades como para iniciar una caída rápidamente a bajas velocidades.

Una vez activado el botón del *VTF*, situado junto a los mandos de control de las hélices, cuando el capitán gobierna para evolucionar a babor o estribor, y se cumplen los requisitos anteriores, el cilindro empieza a girar en la dirección adecuada de tal forma que si se cambia el paso de la rueda de gobierno a la banda contraria para cambiar la dirección del desplazamiento, el cilindro se para y una vez se supera el paso 2 establecido en la rueda de gobierno hacia la nueva dirección, empieza a girar de nuevo y en el sentido contrario. Por tanto, el *VTF* gira en la dirección adecuada una vez detecta la potencia y el ángulo de ataque o de gobierno establecido, permitiendo un control del mismo de forma simple y segura. En resumen, el *VTF* es un sistema relativamente sencillo que puede utilizarse de forma eficiente en los siguientes supuestos (Bartels and Jürgens, 2004, p. 156):

- De forma continua durante las operaciones de escolta y en todo el rango de velocidades;
- Únicamente para maniobras a altas velocidades y en caso de que se precisen fuerzas de gobierno elevadas;
- Como una ayuda para acelerar la caída del remolcador a una banda a bajas velocidades y;
- En situaciones de emergencia, para proporcionar una fuerza extra con el objetivo de controlar la derrota del buque asistido.

Para su instalación se necesita adaptar ligeramente la forma del quillón en su sección de popa e instalar un motor eléctrico o hidráulico de poca potencia situado en la vertical del quillón, es decir, en la parte de popa del remolcador y en el interior de su casco. Por tanto, es una solución

relativamente sencilla y económica teniendo en cuenta las mejoras que es capaz de producir, y que además se puede instalar en remolcadores ya contruidos que disponen de un quillón convencional, aunque en estos casos sería necesario analizar si el incremento de la fuerza originada por el *VTF* no compromete la estabilidad del remolcador. Si es viable, tan solo es necesario readaptar la forma del quillón y proporcionar un pequeño espacio en la popa del remolcador para alojar el motor hidráulico situado en la vertical del quillón. Además de mejorar la capacidad de maniobra del remolcador, permite abaratar el coste de construcción en los remolcadores de nueva construcción al disminuir la complejidad del diseño, sin que esto suponga una disminución de su robustez (Voith, 2006).



Figura 4.35 Detalle del proceso de instalación de un *VTF* en el remolcador de escolta “Velox”. Foto: Santiago I. Baniela.

El espacio vacío que queda entre el propio cilindro rotatorio del *VTF* y la estructura del quillón debe ser el 2,5% del diámetro del cilindro. Aunque existe la posibilidad de que en este espacio intermedio se incrusten seres marinos (especialmente en remolcadores que pasen mucho tiempo fuera de servicio) y que en un principio podrían impedir o dificultar el funcionamiento el mismo, se constató experimentalmente que esta circunstancia incluso podría resultar beneficiosa ya que mejoraría el propio efecto producido por el cilindro.

El principal riesgo para el *VTF* es el posible impacto contra el buque asistido cuando el remolcador se sitúa en las proximidades del mismo y adquieren una gran escora, aunque la obra viva en la popa del remolcador está diseñada de tal modo que las probabilidades de colisión son mínimas (Iglesias Baniela and García Melón, 2006, p. 512). De todas formas, si por cualquier motivo el *VTF* quedase inoperativo, el remolcador continuaría siendo totalmente válido para realizar la maniobra de escolta o cualquier otra.

4.2. EL REMOLCADOR DE HÉLICES ACIMUTALES A POPA (ASD)

4.2.1. INTRODUCCIÓN: DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA HÉLICE ACIMUTAL

Algunos autores consideran que uno de los inventores de la hélice acimutal fue el alemán Joseph Becker quien en 1921 fundó cerca de la ciudad alemana de Coblenza, un taller mecánico artesanal que se dedicaba a la fabricación de bombas de agua y aperos agrícolas y que en el 1924 ya disponía de fundición propia. En 1928, Joseph Becker, tras la experiencia adquirida en la construcción de maquinaria agrícola, dio el salto a la fabricación de propulsores para embarcaciones, botando ese mismo año en el río Rin la primera lancha propulsada a diésel, denominada “*Magdalena*”. Sin embargo, al ser un río tan caudaloso, transitado y con gran cantidad de meandros, pronto se hizo evidente que se precisaban embarcaciones con una alta capacidad de maniobra por lo que el interés de Becker se centró en las hélices acimutales, las cuales son capaces de girar 360° en torno a un eje vertical y que hacen totalmente innecesario el empleo de cualquier forma de timón. En el año 1934 la empresa de Becker se trasladó a la localidad de Spay (Alemania), situada en una curva de la ladera del Rin que se conoce con el nombre de Schottel de donde adquirió su nombre comercial la empresa que él mismo había fundado, *Grupo Schottel* y que aún hoy en día sigue siendo uno de los principales fabricantes de hélices acimutales.

Fue en el año 1950 cuando Becker inventó el propulsor acimutal²¹ utilizando la transmisión denominada *Z-Drive*²² aunque este sistema de propulsión y gobierno no se instaló a bordo de un buque hasta la década de los 60. En el caso de los remolcadores, el primero de la historia en ser propulsado por hélices acimutales a proa o *tractor-Z* fue el “*Janus*”.

Por la misma época en la que Becker trabajaba en su invento, los astilleros *Hollming Oy* en Rauma (Finlandia), crearon también un sistema de propulsión similar basado en hélices acimutales denominado *Aquamaster*. Posteriormente *Hollming Oy* vendió los derechos de *Aquamaster* a la empresa noruega *Ulstein As*, que en esos momentos también estaba inmersa en la construcción de un nuevo sistema acimutal y que a su vez se fusionó con la empresa británica *Rolls-Royce PLC* conformando uno de los principales fabricantes de hélices acimutales de la actualidad con sus hélices *Ulstein Aquamaster*.

²¹ En 2004, Joseph Becker recibió a título póstumo el Premio *Elmer A. Sperry* por esta invención al ser considerada una contribución importante a la mejora del transporte marítimo en todo el mundo. No obstante, la hélice acimutal original diseñada por *Schottel* ha sido objeto de continuas modificaciones hasta llegar a ser hoy en día uno de los sistemas de propulsión y gobierno más eficientes y válidos para una gran cantidad de buques.

²² El término *Z-Drive* se debe a la disposición en forma de Z que adopta la línea de ejes para la transmisión de la potencia generada en el motor hasta las hélices. Las hélices acimutales o hélices-timón son conocidas en el mundo marítimo por diferentes nombres, principalmente anglosajones, tales como *Azimuth Thruster*, *Z-Drives*, *Right Angle Drives (RAD)*, *Steering Rudder Propellers (SRP)*, o incluso por el nombre de sus fabricantes.

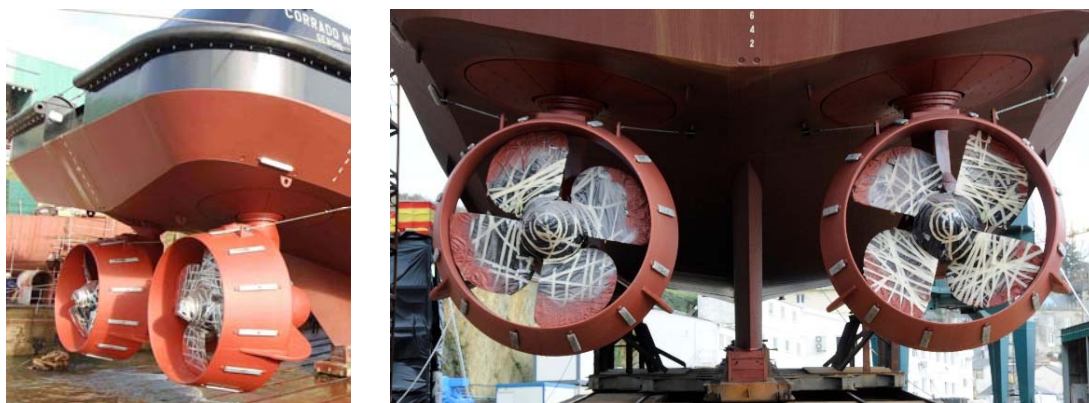


Figura 4.36 Hélices acimutales CPP Schottel del remolcador de escolta ASD “Constante Neri” (mod. SRP 3030CP de 3000 mm. Ø). Foto: Santiago I. Baniela.

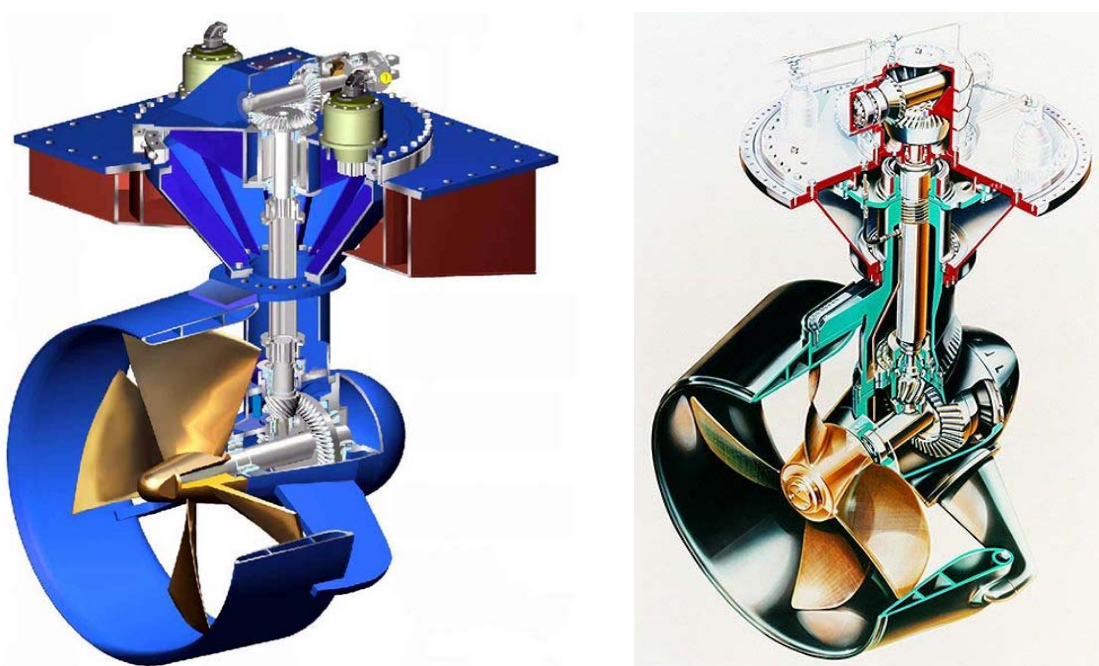


Figura 4.37 Hélice acimutal ThrustMaster (izquierda), fuente: <https://www.thrustmaster.net> y hélice acimutal Schottel (derecha), fuente: <http://www.ship-technology.com>.

Las hélices acimutales pueden girar 360° en torno a un eje vertical generando un empuje controlado omnidireccionalmente en sentido horizontal que da lugar a que los remolcadores con estas hélices tengan mucha más maniobrabilidad que los remolcadores convencionales. Al mismo tiempo se elimina la necesidad de disponer de un timón y de un sistema de inversión del sentido de giro de la hélice o de una reductora, dado que la propia unidad de la hélice acimutal suele incorporar un sistema que reduce las altas revoluciones a las que gira el motor principal diésel que le suministra la potencia. Este sistema conjunto de propulsión y gobierno omnidireccional también denominado como “hélice-timón” o “sistema de propulsión y gobierno” consta de las propias hélices acimutales, la unidad de gobierno y control de las

mismas y las líneas de ejes²³. Aunque para un armador la inversión económica inicial por la instalación de hélices acimutales puede ser importante, también es cierto que con este sistema se consigue un ahorro sustancial respecto al sistema convencional al no ser necesaria la instalación de otros elementos tales como timón, servo, ejes de cola, bocina y reductora, por lo que el coste general de puesta en marcha de un remolcador con hélices acimutales respecto a un convencional tampoco es excesivamente elevado.

A diferencia de las hélices cicloidales fabricadas únicamente por *Voith Turbo Marine*, las hélices acimutales son fabricadas por diferentes empresas de ahí que sean conocidas por nombres como “*Rudderpropellers*”, “*Rotatable Propulsion Units*”, “*Omnidirectional (Azimuth) Thrusters*”, “*Z-pellers*”, “*Rexpeller*” y “*Duckpeller*” entre otros, o incluso directamente por el nombre de sus fabricantes, como *Schottel* o *Ulstein Aquamaster (Rolls-Royce)*. Esto origina que, aunque el concepto y los sistemas de generación de empuje son generalmente similares, cada fabricante tiene un diseño propio y particular.

Se considera que, a igualdad de potencia, el empuje omnidireccional generado por las hélices acimutales es superior al generado por las hélices cicloidales (sistema *Voith*) y pueden instalarse de forma eficiente en remolcadores, ferris, barcas, dragas, plataformas, etc. es decir, en aquellos buques donde es necesaria una gran maniobrabilidad (Novotny, 2004, p. 201). La única restricción en cuanto al diseño del casco en el que se instalen es asegurar un correcto y constante flujo de agua hacia las hélices desde todas las direcciones y que el flujo expulsado por las mismas tampoco incida directamente en ninguna parte del casco o apéndice.

En función de la maniobra más habitual que ejecute el remolcador, éste puede instalar una hélice de paso fijo *FPP*, cuyas revoluciones son controladas por un embrague de forma no escalonada desde cero hasta la máxima potencia, o de paso variable *CPP*, con la ventaja de que se puede invertir el paso con mayor rapidez.

En general, si se trata de un remolcador portuario, la hélice *FPP* es más apropiada ya que se considera que a igualdad de potencia desarrolla un *bollard pull* mayor y además es más económica, en cambio para un remolcador de escolta es más adecuada la hélice *CPP* ya que ofrece la posibilidad de establecer el paso que se ajuste perfectamente a la velocidad del buque escoltado, permitiendo un ahorro en combustible al poder establecer el paso justo y necesario tanto con los métodos directos como indirectos de asistencia.

La mayor parte de la flota de remolcadores propulsados con hélices acimutales cuentan con motores diésel a los que van acopladas, transmitiendo el empuje mediante una serie de ejes de reducidas dimensiones (entre otras cosas porque los engranajes de reducción se encuentran en el interior de la propia carcasa del conjunto de la hélice), con sistemas de unión cardan,

²³ Aunque, por ejemplo, el fabricante *Rolls-Royce (Ulstein Aquamaster)* suministra las hélices acimutales *FPP* totalmente equipadas con el sistema embrague, sistemas hidráulicos, cojinetes, tobera y sistema reductor de revoluciones.

acoplamientos flexibles y chumaceras de apoyo, los cuales disponen de pasamamparos completamente estancos.

Una innovación reciente y muy recurrida es la de sustituir la línea de ejes mecánica por otra construida de fibra de carbono “*Carbon Fibre Technology*” ya que minimizan o eliminan la necesidad de chumaceras y acoplamientos al mismo tiempo que reducen el propio peso de la línea de ejes (Novotny, 2004, pp. 202-203). La capacidad de flexión que pueden proporcionar estos ejes compensa cualquier desalineación en el eje, contribuye a la reducción de vibraciones y hace innecesario los acoplamientos y engranajes. Aunque la inversión inicial de capital es superior respecto a los ejes mecánicos tradicionales, se compensa en parte con la ausencia de chumaceras y con los menores costes de mantenimiento. Actualmente, también se están construyendo líneas de ejes huecas dotadas de acoplamientos compensatorios en lugar de los tradicionales ejes sólidos inclinados con grandes acoplamientos flexibles, reduciendo el número de elementos mecánicos y, por tanto, el mantenimiento.

En lo relativo al proceso de montaje de las hélices acimutales en el casco, puede efectuarse siguiendo alguno de los procedimientos establecidos por fabricantes como *Ulstein Aquamaster* o *Kawasaki* y que cualquier interesado en la materia puede consultar, por ejemplo, en la siguiente referencia: Novotny, 2004, p. 202.

En el caso concreto de las hélices del fabricante *Schottel*, en función del mantenimiento programado y del diseño general del remolcador, se permite la opción de instalar el conjunto de la unidad propulsora (hélice, tobera, carcasa y engranajes) bien sea desde el interior o desde el exterior del casco, aunque en ambos casos, las uniones deben garantizar una completa estanqueidad, resistencia y rigidez.

4.2.2 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL REMOLCADOR

El remolcador conocido en el mundo del remolque como remolcador *ASD* (acrónimo anglosajón de “*Azimuth Stern Drive*”) es el resultado de reemplazar las hélices tradicionales instaladas a popa en un remolcador convencional por dos hélices acimutales (Gaston, 1996, pp. 18-19). Estas hélices suelen estar situadas a una distancia de aproximadamente $0,1 \times LWL$ desde la popa, bien protegidas por el casco y alimentadas por medio de dos motores independientes.

A diferencia del remolcador convencional, el *ASD* tiene la maquinilla o punto de remolque principal a proa, aunque para aumentar su versatilidad también pueden tener un gancho secundario de remolque o maquinilla de remolque situados a $0,35 - 0,40 \times LWL$ desde la popa para utilizar en caso de efectuar remolques de altura. Por tanto, desde el punto de vista de la seguridad en las maniobras, nunca debería utilizarse el punto de remolque de popa en las asistencias portuarias o remolque de escolta y en estos casos, siempre deben operar con la línea

de remolque trabajando directamente desde la guía de remolque de proa hacia el buque asistido “*bow first*”.

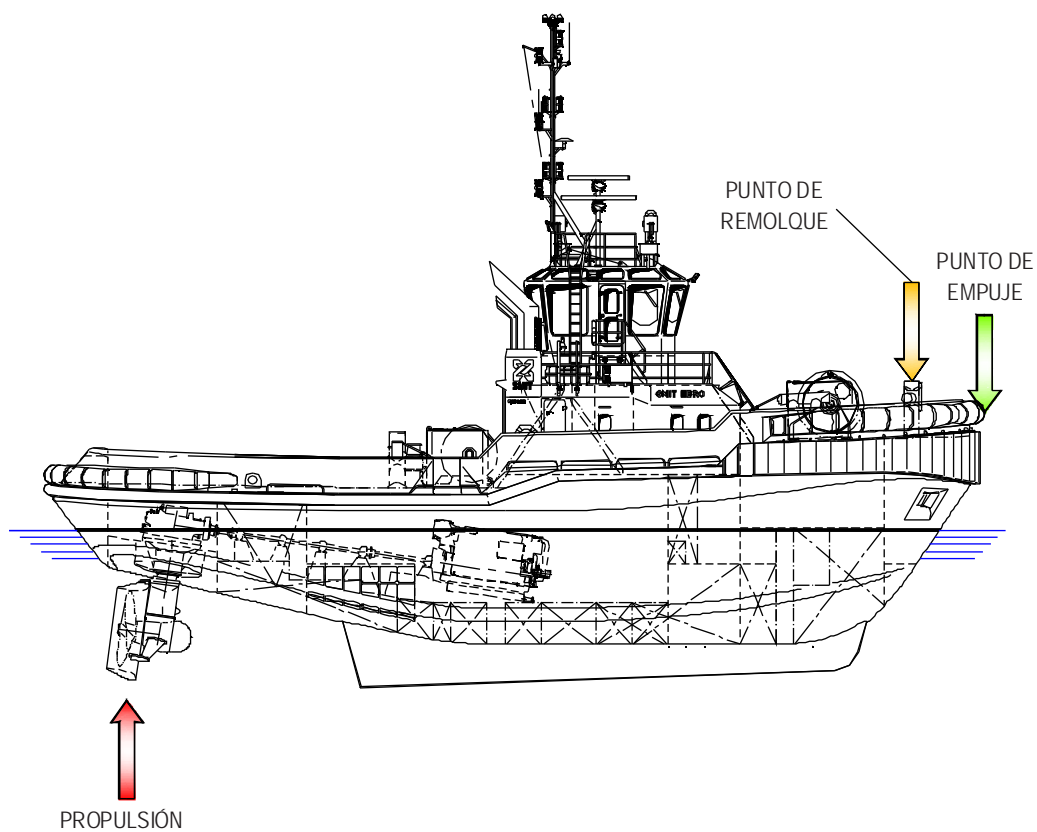


Figura 4.38 Vista lateral de un típico remolcador de puerto ASD (“Smit Ebro”) donde se pueden apreciar la ubicación de los puntos de remolque, de empuje y de propulsión. Fuente: Shipyard Damen, The Netherlands. Dibujo. Santiago I. Baniela.

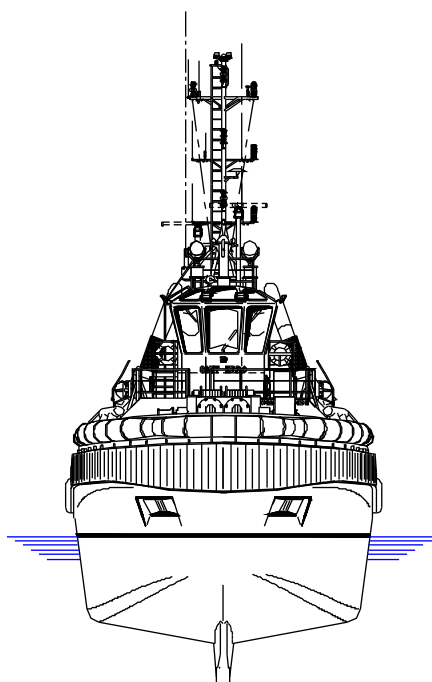


Figura 4.39 Vista de proa de un remolcador de puerto ASD (“Smit Ebro”). Fuente: Shipyard Damen, The Netherlands. Dibujo. Santiago I. Baniela.

Al igual que el remolcador convencional, el *ASD* también está diseñado para empujar con su proa de ahí que tengan sus mejores defensas en esa cabeza, es decir, en la cabeza opuesta a la ubicación del sistema de propulsión. Además, de forma análoga a los convencionales, algún remolcador *ASD* portuario o que presta asistencia en operaciones *off-shore* en plataformas petrolíferas dispone de hélice transversal de proa “*bow thruster*” lo que le permite mantener una posición estática o maniobrar de forma más eficiente pero únicamente a muy bajas velocidades ya que ésta deja de ser útil a velocidades superiores a los 2 nudos como consecuencia de las turbulencias producidas en las entradas del túnel de la hélice que se extenderán hacia su interior, lo que termina perturbando seriamente el comportamiento de la hélice²⁴.

En las figuras 4.38 y 4.39 se muestran la forma típica de un remolcador de puerto *ASD* moderno (el “*Smit Ebro*”) donde se pueden apreciar las características principales de diseño que se analizan a lo largo de estos párrafos. Como la mayoría de los remolcadores *ASD*, tiene también una maquinilla a popa y por lo tanto un posible punto de remolque en la guía reforzada de popa. No obstante, resulta relevante a nuestro juicio señalar que dicho punto de remolque no está pensado para ser utilizado en el remolque portuario, salvo inoperatividad de la maquinilla de proa, y constituye un elemento adicional de versatilidad de este remolcador pensado para poder llevar a cabo un remolque de altura, donde la maniobrabilidad del remolcador no resulta tan importante y su comportamiento en la mar es mejor al navegar adelante en lugar de atrás, como ocurre en las maniobras de asistencia en puerto cuando emplea su punto de remolque de proa. Asimismo, también se puede apreciar la disposición que adopta la línea de ejes desde la salida en el motor hasta la vertical de la hélice acimutal.

Cuando el remolque trabaja sobre el punto de remolque de proa (principal), el centro de presión lateral CPL se encuentra longitudinalmente situado entre el punto de remolque y las hélices acimutales por lo que en caso de que la línea de remolque trabaje por el través o en sus proximidades, el remolcador tenderá a pivotar sobre el punto de remolque a lo largo del radio de la línea de remolque hasta alinearse con el flujo de agua. En cambio, cuando está trabajando con la línea de remolque sobre el gancho de remolque de popa (de la misma forma que lo hace un remolcador convencional), es el punto de remolque el que está situado entre el CPL y las hélices, por lo que el momento evolutivo generado por las hélices es menor, al ser menor el brazo de giro, y si la línea de remolque trabaja en las proximidades del través, puede verse atrapado en una situación peligrosa alcanzando una gran escora e incluso llegar a volcar o “*girting*” al igual que sucede con un remolcador convencional (siempre en el supuesto de que el capitán del remolcador no reacciona adecuadamente o con la suficiente antelación para originar el empuje en la dirección precisa).

²⁴ Externamente, el incremento de la velocidad del flujo de agua a lo largo de la boca o abertura del túnel, pronto desvía el ya de por sí débil empuje transversal que es capaz de generar la hélice transversal.

Los primeros remolcadores *ASD* se emplearon en los puertos de Japón y la forma y diseño de su casco era muy similar a la de los remolcadores convencionales tradicionales, ya que únicamente debían contar con un espacio lo suficientemente amplio a popa para instalar las dos hélices acimutales y con un casco con la resistencia adecuada para soportar las cargas que se generaban en esa zona²⁵ (Gaston, 1996, pp. 19-20). No obstante, con el paso del tiempo y en función del trabajo que realizaba, se fueron concretando las necesidades particulares para cada tipo de remolcador, por lo que el diseño del casco fue modificándose respecto a los remolcadores convencionales. En cualquier caso, desde los inicios se hizo evidente que resultaba fundamental que la forma y diseño del casco en torno a las hélices acimutales asegurase un flujo de agua continuo y sin turbulencias hacia las mismas, fuese cual fuese la dirección de procedencia (Weedle and Towers, 1982, p. 14).

El primer remolcador *ASD* que empezó a trabajar en Europa, concretamente en el 1981 fue el “*Kinross*”, construido en Japón con una eslora de 34 m, 3.200 CV y 48 tons de *bollard pull*. En la figura 4.40 este remolcador está empleando el método de asistencia de empujar-tirar o “*push-pull*”. Se puede apreciar que sus líneas de diseño, tanto del casco como de la superestructura, son muy similares a los remolcadores convencionales europeos de la época.



Figura 4.40 Remolcador *ASD* “*Kinross*” empleando el método *push-pull*. Fuente: <https://www.jpknight.com>

Muchos fabricantes han optado por dotar a las hélices de una inclinación longitudinal hacia popa con un ángulo que varía entre 3° y 5° con el objeto de minimizar los ángulos que adopta la línea de ejes y optimizar el flujo de agua hacia las mismas, tal y como se aprecia en la figura 4.41 del remolcador de escolta-rompehielos “*Ocean Tundra*”.

²⁵ Aunque el casco cuenta con una serie de refuerzos extra en la zona donde se instalan las hélices, se debe cumplir las exigencias de la “secuencia de daños”, es decir, en caso de colisión y para evitar una vía de agua, debe romper antes el propulsor que el propio casco del remolcador. De la misma forma, las hélices se diseñan siguiendo el principio de “resistencia progresiva”, esto es, que en caso de colisión o varada, romperá primeramente la parte que resulte más fácilmente reparable de la hélice.



Figura 4.41 Remolcador de escolta-rompehielos “Ocean Tundra” durante su botadura en un astillero de Quebec y asistido por una serie de globos inflables instalados alrededor del casco. Fuente: <http://www.ral.ca>

Precisamente para permitir el flujo de agua hacia las hélices en sentido longitudinal, la popa se diseña prácticamente plana y cóncava desde un poco a popa de la medianía de la eslora, diseño conocido como “*buttock flow stern*”, teniendo en cuenta que el ángulo formado entre la línea base y el espejo de popa debe ser lo más pequeño posible. La experiencia demuestra que este ángulo debe ser de 13° más 1° adicional por cada metro de calado del remolcador pues para ángulos superiores, la eficiencia de las hélices se reduce de forma considerable al producirse una separación del flujo de agua a lo que contribuye el acceso del flujo aproximándose desde los costados. Al mismo tiempo, las hélices también suelen instalarse con una inclinación de 5° hacia los costados para aumentar la separación entre las mismas y mejorar su eficiencia. De hecho, los fabricantes recomiendan que las hélices estén separadas una distancia mínima de al menos su diámetro de giro más 500 mm adicionales²⁶.

En la figura 4.41 destaca también la forma que adopta la estampa de popa del remolcador en su parte sumergida, con una inclinación aproximada de 45° a partir de la línea de agua con el objetivo de mejorar la eficiencia del remolcador cuando se desplaza marcha atrás. Precisamente para no disminuir la eficiencia en esta dirección, las hélices no deben instalarse muy próximas a la estampa del remolcador para que en ningún caso puedan trabajar en vacío y se produzca el fenómeno de cavitación, que resulta tan perjudicial para las hélices.

El hecho de que los motores estén situados en el casco a una altura inferior respecto a las hélices, origina que la distribución de la línea de ejes para la transmisión de potencia desde los

²⁶ Aunque no resulta relevante en la asistencia de escolta por la distancia a la que normalmente trabaja el remolcador del buque asistido, para evitar el contacto de las hélices con el buque o el muelle, los fabricantes recomiendan que las hélices deben estar situadas a una distancia horizontal desde la vertical del costado de al menos el semi-diámetro de giro de la misma más 500 mm adicionales.

motores sea relativamente compleja, para lo que se utilizan una serie de grandes acoplamientos flexibles con el objetivo de salvar la diferencia de altura relativa entre los motores y las hélices, evitando así que se generen puntos críticos tanto para la seguridad del propio sistema (vibraciones) como para la habitabilidad de la tripulación (ruidos).

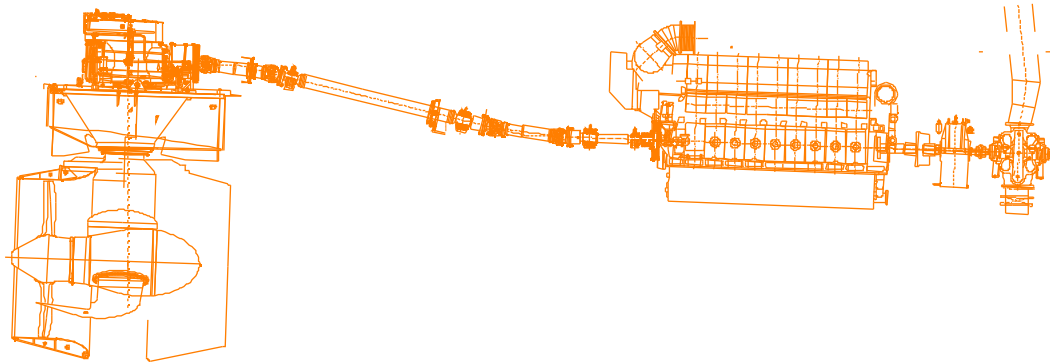


Figura 4.42 Disposición aproximada que adopta la línea de ejes desde la salida en el motor hasta la vertical de la hélice acimutal en un remolcador ASD. Dibujo. Santiago I. Baniela.

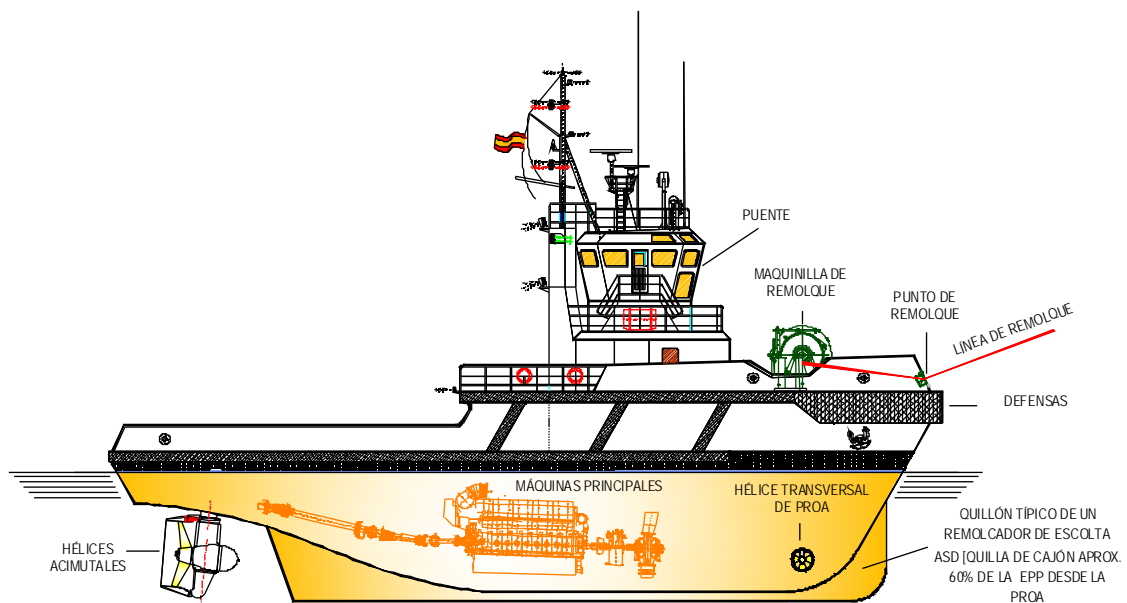


Figura 4.43 Remolcador de escolta ASD “Constante Neri”. Dibujo. Santiago I. Baniela.

En la figura 4.43 se muestra el remolcador de escolta ASD “Constante Neri” donde se puede apreciar, por comparación con el remolcador ASD de puerto de la figura 4.38, el incremento hacia proa de las dimensiones del quillón con un doble objetivo, por un lado, desplazar el CPL hacia proa y por otro, incrementar la superficie lateral de la obra viva al objeto de poder generar una mayor fuerza hidrodinámica cuando emplea los métodos indirectos de escolta.

En este remolcador el punto de remolque se sitúa lo más a proa posible, sobre la borda de proa, y la popa adopta una forma casi plana con la hélice ligeramente inclinada hacia popa. También se observa la típica quilla de cajón “box keel” que se extiende en una longitud de $0,60 \times LWL$ desde la proa y situada a proa de las hélices acimutales y en la línea de crujía, normalmente un poco más baja que las hélices, de tal modo que la instalación de las mismas no supone un incremento de calado del remolcador.

En general, esta reducción del calado y por tanto del área sumergida, va en detrimento de la capacidad de asistencia que es capaz de desarrollar utilizando los métodos dinámicos de escolta, aunque en contraposición, es una ventaja en las asistencias portuarias al disminuir la resistencia para desplazarse en cualquier dirección. No obstante, en el caso de los remolcadores de escolta, su diseño ha evolucionado de tal modo que se ha sobredimensionado su quilla de cajón de la forma más efectiva para la función de escolta.

La quilla de cajón debe formar parte solidaria de la propia estructura del casco para evitar las posibles vibraciones en el supuesto de que ésta vaya unida al fondo mediante soldadura eléctrica. Salvo los casos en los que las hélices sobresalen por debajo del casco del remolcador, la quilla de cajón es el apéndice sobre el que se apoya el remolcador cuando permanece en dique seco²⁷, por lo que debe tener la resistencia adecuada para este cometido y además sirve como elemento de protección de las hélices y/o sus toberas en caso de varada.



Figura 4.44 Remolcador de escolta ASD “Constante Neri” en seco en los astilleros Gondán (Castropol, Asturias) apoyándose sobre la quilla de cajón situada en la línea de crujía. Foto: Santiago I. Baniela.

²⁷ En caso de que las hélices sobresalgan del casco verticalmente más que la quilla de cajón, se deben extremar las precauciones a la hora de entrar en dique seco y para ello se tiene que diseñar una cuna de varada para que el remolcador no se apoye directamente sobre las hélices o sus toberas.

El remolcador *ASD* tiene una maniobrabilidad excelente (Allan, 2014b, p. 15), muy superior a la del remolcador convencional, puede desplazarse en cualquier dirección de los 360° y girar en torno a su propia eslora, por lo que es válido para prestar asistencia en cualquier tipo de maniobra (remolque portuario y de escolta con los métodos directo e indirecto), cambiando relativamente rápido el modo de asistencia en condiciones de seguridad suficientes. No obstante, con máquina atrás la eficiencia del empuje disminuye entre un 5-10% por las formas hidrodinámicas del casco aunque, como dijimos, deberían de estar diseñados de tal modo que se asegure un flujo adecuado de agua hacia las hélices en todas las circunstancias (Gaston, 1996, pp. 18-20). El principal inconveniente de estos remolcadores es que, si no se operan correctamente, las hélices pueden sobrecargarse.

En cuanto a los métodos de asistencia, con el método indirecto es menos efectivo que el remolcador tipo *tractor* al tener un calado menor que éste (Jansen, 2000, p. 104) y por tanto un área sumergida menor, aunque esto origina que, a igualdad de potencia, desarrollen una velocidad superior al presentar una menor resistencia al avance. En cambio, el remolcador *ASD* es más efectivo que el remolcador tipo *tractor* utilizando el método directo de asistencia de escolta. En el remolque de escolta por los métodos indirectos, para aumentar la tensión sobre el cabo de remolque en torno a un 30-40%²⁸ creada por las fuerzas hidrodinámicas al incidir sobre la obra viva, en lugar del quillón típico de los remolcadores tipo *tractor* con una relación de aspecto relativamente alta, se les instala la quilla de cajón “*box keel*” comandada anteriormente que recorre su eslora a lo largo de una longitud de 0,60 x *LWL*, prologándose hacia proa y rematándose con un quillón para las operaciones de escolta “*escort skeg*” tal y como se aprecia en la figura 4.45.



Figura 4.45 Detalle de la quilla de cajón “*box keel*” vista de proa (izquierda) y lateralmente hacia popa (derecha) en el remolcador de escolta “*Costante Neri*”. Fotos: Santiago I. Baniela.

²⁸ El porcentaje exacto depende del tamaño de la quilla de cajón, su altura o profundidad, el diseño del remolcador y la velocidad de escolta, aunque de forma general, cuando más profunda sea la quilla de cajón, mayor será la fuerza transversal generada.

Como ocurre con cualquier otro remolcador moderno, el diseño y distribución de los controles en el puente debe ser tal que el capitán desde su puesto de gobierno tenga una visión completa de la cubierta de trabajo, del punto de remolque de proa y popa y de las zonas de contacto con el buque asistido para aquellas operaciones en las que trabaje empujando-tirando durante las aproximaciones del atraque (*push-pull method*) o cuando está tratando de dar o tomar el cabo de remolque antes de iniciar la maniobra de escolta. En este puesto, el capitán debe tener todos los equipos y controles necesarios del sistema de propulsión, gobierno y equipo de remolque al alcance de la mano de tal forma que pueda controlar tanto la longitud de la línea de remolque como el freno de la maquinilla.

Hace ya varias décadas que se realizan estudios con modelos matemáticos que predicen el comportamiento y las fuerzas generadas por este remolcador trabajando con diferentes métodos y velocidades²⁹ obteniéndose que a una velocidad de 2 nudos, los propulsores del remolcador generan, tanto tirando sobre la línea de remolque como empujando, unas fuerzas que resultan muy similares a su *bollard pull*. En cambio, cuando la velocidad alcanza los 4 nudos o superior y se aumenta el ángulo de ataque o deriva respecto al flujo de agua, la fuerza generada por la obra viva del remolcador y transmitida a la línea de remolque aumenta, en detrimento de la fuerza generada por los propios propulsores. No obstante, cuando la velocidad de asistencia se encuentra entre 8 y 10 nudos, la escora que alcanza el remolcador con el método indirecto de escolta puede ser importante³⁰, por lo que en aras a disminuir esta escora y no comprometer su seguridad, se concluye que la distancia vertical entre el punto de remolque y el centro de presión lateral CPL debería reducirse al mínimo.

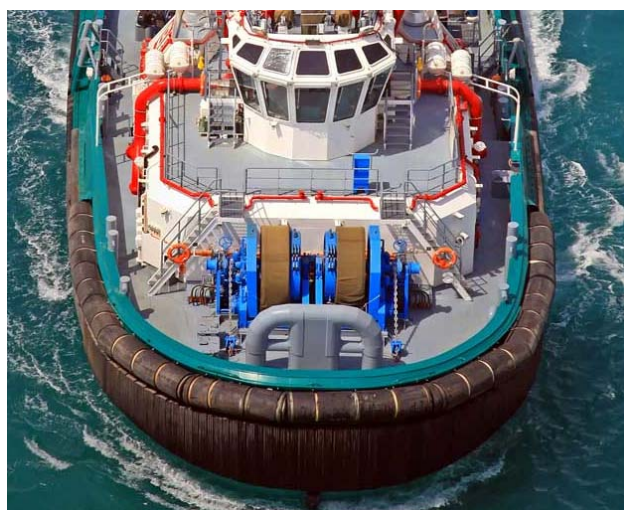


Figura 4.46 Detalle de la maquinilla de proa y su guía-cabos en el remolcador de escolta ASD “Bourbon Yack”. Fuente: <http://www.arabianoilandgas.com>

²⁹ Es el caso de las pruebas efectuadas en el simulador de maniobra (*Shiphhandling Simulator*) del *Australian Maritime College*, en Tasmania (Brandner and Tasker, 1994, p. 103).

³⁰ Aunque el momento del par adrizante del remolcador dependerá de la altura metacéntrica *GM* y del desplazamiento en ese momento.

4.2.3 EL SISTEMA DE CONTROL Y GOBIERNO DE LAS HÉLICES ACIMUTALES

Teniendo en cuenta la capacidad de maniobra omnidireccional que proporcionan las hélices acimutales respecto a un timón convencional en el cual el ángulo máximo de metida a cada banda es de aproximadamente 35°, es evidente que el capitán del remolcador tiene que disponer en el puente de gobierno de un sistema de control y gobierno perfectamente diseñado que le permita conocer en todo momento tanto la potencia generada como la dirección de empuje aplicado por ambas hélices.

Aunque como hemos dicho anteriormente existen varios fabricantes de hélices acimutales, actualmente todos ellos tienen un sistema de control electrónico desde el puente muy parecido. Por ejemplo, inicialmente el control de las hélices del fabricante *Schottel* se realizaba con un sistema que constaba de una serie de relés eléctricos y circuitos transistores que con el tiempo dieron paso a los sistemas compuestos por placas de circuitos impresos y últimamente fueron reemplazados por los microprocesadores que controlan el sistema de gobierno en los 360°, las revoluciones de los motores, el paso de la hélice en caso de ser una *CPP*, el embrague y los indicadores de todo el conjunto del sistema y alarmas.

Por tanto, a diferencia del control mecánico de los propulsores *Voith*, en los remolcadores *ASD* el control individual de las hélices acimutales, sus motores y embragues se realiza de forma electrónica, lo que supone una desventaja respecto a los primeros, considerados por algunos autores como más robusto, sencillo y fiable. Aunque los principales fabricantes de hélices acimutales llevan tiempo centrando sus esfuerzos en mejorar la fiabilidad de las mismas, a día de hoy siguen teniendo dos desventajas respecto al control mecánico de los *Voith*, en primer lugar, unos mayores costes de mantenimiento y, en segundo lugar, que en caso de avería puede originar unos períodos mayores fuera de servicio, al resultar prácticamente imprescindible la asistencia técnica del fabricante.

4.2.3.1 El sistema de control electrónico independiente para cada hélice

Las dos hélices acimutales normalmente se controlan de forma independiente desde una estación de control electrónica situada en el puente, normalmente por medio de una única palanca o un semi-volante con una pequeña palanca incorporada (dependiendo del fabricante) manejado por una sola mano y desde el cual se controlan los siguientes parámetros:

- La dirección del empuje omnidireccional de la hélice (360°);
- La potencia desarrollada por la hélice a través del control de las revoluciones del motor que le suministra potencia;
- El control de la posición de embrague y desembrague y;

- El sistema de bloqueo del embrague del motor “*stopper*”.

Para efectuar estas operaciones, la estación de control suele constar de las siguientes unidades (Iglesias Baniela, López Varela and Melón Rodríguez, 2005a, pp. 7-8):

- Un mando de control de la hélice;
- Un indicador de la dirección del empuje y;
- Un panel de control de la hélice con diferentes indicadores.

Las principales estaciones de control del fabricante *Schottel* son el *Copilot 2000* y el *Masterpilot*, diseñados ergonómicamente con todos sus elementos de control incorporados en una única plataforma de reducidas dimensiones cuyo mando de control consta de un semi-volante para controlar la dirección del empuje y una pequeña palanca para el control de las *rpm* de la hélice³¹ (Günther, 2001). Por su parte, el control del fabricante *Aquamaster* consiste en una única palanca desde la que se pueden manejar todos los controles necesarios de la hélice, denominada como *Aquamaster Control Head* (entre los que se incluyen *Aquamaster ND* o *Aquamaster 2000*).



Figura 4.47 Consola de control de mando Aquamaster del remolcador de puerto ASD “Adsteam Ferriby” construido en astilleros Damen (Maritime Journal, 2005b).

En general, las hélices de todos los fabricantes incorporan un sistema conocido como “*follow-up control*” de tal forma que éstas siguen los movimientos del control principal en el puente, con un cierto retraso con el objetivo de facilitar la labor del capitán del remolcador. En cualquier

³¹ El fabricante *Schottel* dispone de un programa denominado *S-ODS* (“*Schottel Operation Diagnosis System*”) que registra todos aquellos datos relevantes producidos durante la operación de las hélices con el objetivo de realizar un análisis de los mismos después de haber sido enviados, de forma más o menos sencilla por la tripulación del remolcador, a los técnicos especialistas, lo que en muchos casos evita que un técnico tenga que acudir a bordo en caso de avería ya que cualquier variación producida respecto a las condiciones óptimas de trabajo (por ejemplo, el consumo de combustible) puede ser corregido por la propia tripulación efectuando las calibraciones oportunas.

caso, el panel de control cuenta con una serie de indicadores con los principales parámetros de las hélices, así como la dirección del empuje generado, en grados, controlado eléctricamente por un sistema independiente del sistema de control. Del mismo modo, el indicador de la velocidad de la hélice, reflejada en el indicador de la dirección del empuje, obtiene la información eléctricamente a través de una serie de circuitos electrónicos conectados a la propia hélice.



Figura 4.48 Mando típico de control Schottel en un remolcador ASD de puerto en el que se aprecia el indicador de la dirección del empuje graduado en la base de la plataforma (construido en astilleros Armón en el año 2002 para un armador ruso).



Figura 4.49 Mando de control de una hélice acimutal Aquamaster en el remolcador ASD con base en La Coruña "Sertosa Treinta y dos".

El mando de control (formado por la misma palanca o un semi-volante) también gira 360° en sentido horizontal para controlar la orientación del empuje disponiendo de una escala circular a su alrededor que muestra la dirección del empuje en grados. Por tanto, para desplazarse en una determinada dirección, el capitán del remolcador no tiene más que dirigir la palanca hacia la dirección deseada, de tal forma que el giro de las hélices es proporcional al ángulo de desviación de la dirección de la hélice y el ángulo marcado con la palanca, en otras palabras, el ángulo de giro realizado por la hélice acimutal (alrededor de su eje vertical) está marcado por el

giro de la palanca de control movida horizontalmente, siendo posible hacerla girar 360° tras la comparación del ángulo de dirección de la palanca del mando y el de la hélice. Esta velocidad de giro de las hélices es directamente proporcional al ángulo de desviación entre la orientación real de la hélice y la dirección marcada en el mando de control gracias al controlador de giro de la hélice que ajusta las velocidades de giro y aceleraciones de la misma de acuerdo a unos valores preestablecidos, garantizando de esta forma un gobierno suave y progresivo.

En el caso del fabricante *Aquamater* (como ya hemos dicho, el sistema de control y manejo de los mandos de los diferentes fabricantes es muy similar), cuando su palanca se gira un ángulo superior a 0,7° en sentido horizontal, el controlador de giro de la hélice (en el caso de *Aquamaster* denominado *Aquamaster Turning Controller*) detecta el ángulo de desviación establecido y actúa de forma eléctrica sobre el sistema hidráulico para imprimirle a la hélice el giro necesario y generar empuje en la dirección deseada.

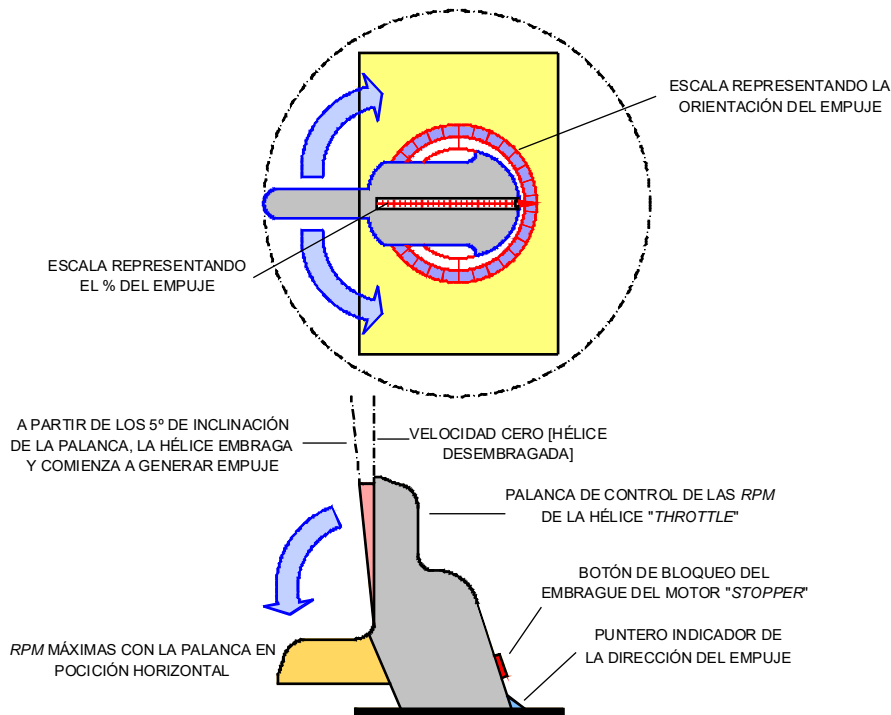


Figura 4.50 Mando de control de las hélices Aquamaster Fuente: Aquamaster. Dibujo: Santiago. I. Baniela.

Para controlar las revoluciones y el embrague de la hélice, la palanca "throttle" gira 90° en sentido vertical desde la posición vertical (0°) hasta la horizontal (90°), es decir, las hélices están desembragadas o no generan empuje cuando la palanca está casi en la vertical, con un ángulo situado desde la vertical entre 0° y 5° y que depende del fabricante. A partir de los 5° de inclinación desde su posición vertical, la hélice se embraga y a medida que se inclina la palanca hacia abajo se aumenta la potencia suministrada por el motor principal a la hélice hasta alcanzar los 90°, posición en la cual se solicita la máxima potencia (Iglesias Baniela, López Varela and

Melón Rodríguez, 2005a, pp. 6-7). Si se trata de una hélice *FPP* se varían las revoluciones del motor mientras que si es una hélice *CPP* se modifica el paso de la hélice al permanecer constantes las revoluciones del motor. Mencionar que al igual que ocurre con el sistema de reducción de las *rpm* en caso de tratarse de una hélice *FPP*, el embrague va incorporado en la unidad propulsora y se activa mediante un pequeño interruptor con la capacidad de detectar cualquier mínimo movimiento de la palanca del mando de control.

Algunos fabricantes como *Aquamaster* incorporan un botón que bloquea el embrague “*stopper*” para mantener la hélice constantemente embragada y que la palanca no suba hasta la posición de desembrague, aunque no se genere empuje. Para evitar que cuando se arranque el motor, el remolcador empiece a desplazarse de forma incontrolada con los riesgos que ello supondría tanto para el propio remolcador y su tripulación como para los buques en sus cercanías, el sistema de control no permite que éste se arranque si la hélice está embragada, indicándolo mediante unos pilotos luminosos de advertencia en el panel de control que avisan tanto si la hélice está embragada como si está activada la opción de bloqueo del embrague.

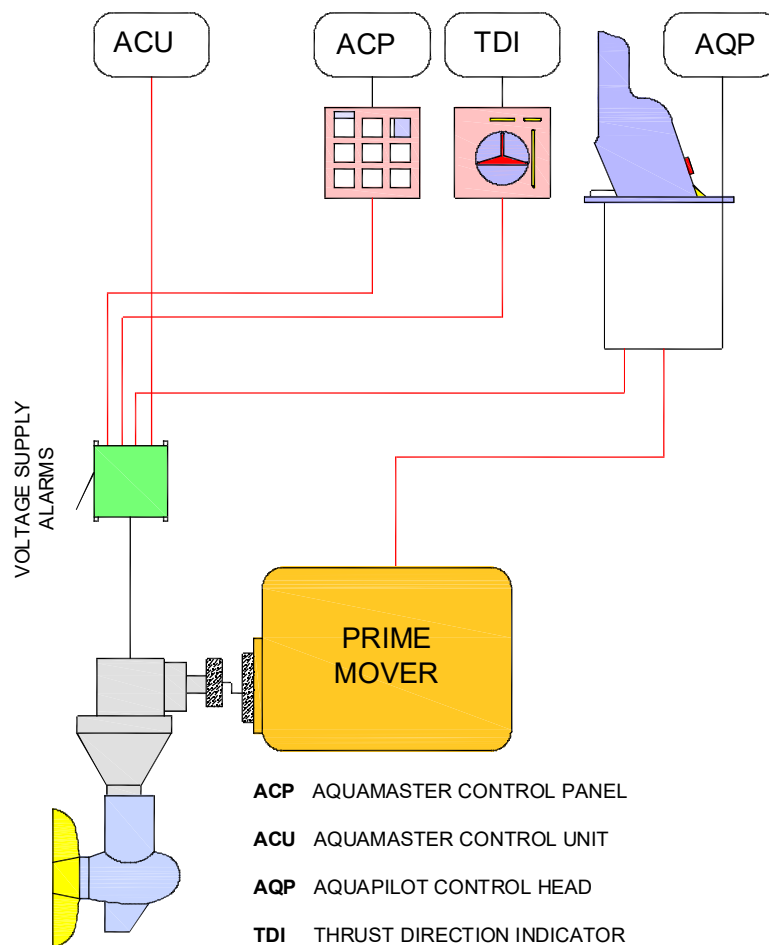


Figura 4.51 Diagrama del sistema de control de una hélice acimutal del fabricante Aquamaster. Fuente: Aquamaster. Dibujo: Santiago I. Baniela.

En la figura 4.52 se representa el sistema de control de una de las dos hélices acimutales del fabricante *Ulstein* (*Aquamaster*) en donde se puede apreciar que la línea de ejes es directa. Realmente en la actualidad, y debido a que en los diseños modernos de estos remolcadores las hélices están más altas que sus motores, la línea de ejes no adopta una disposición tan simple.

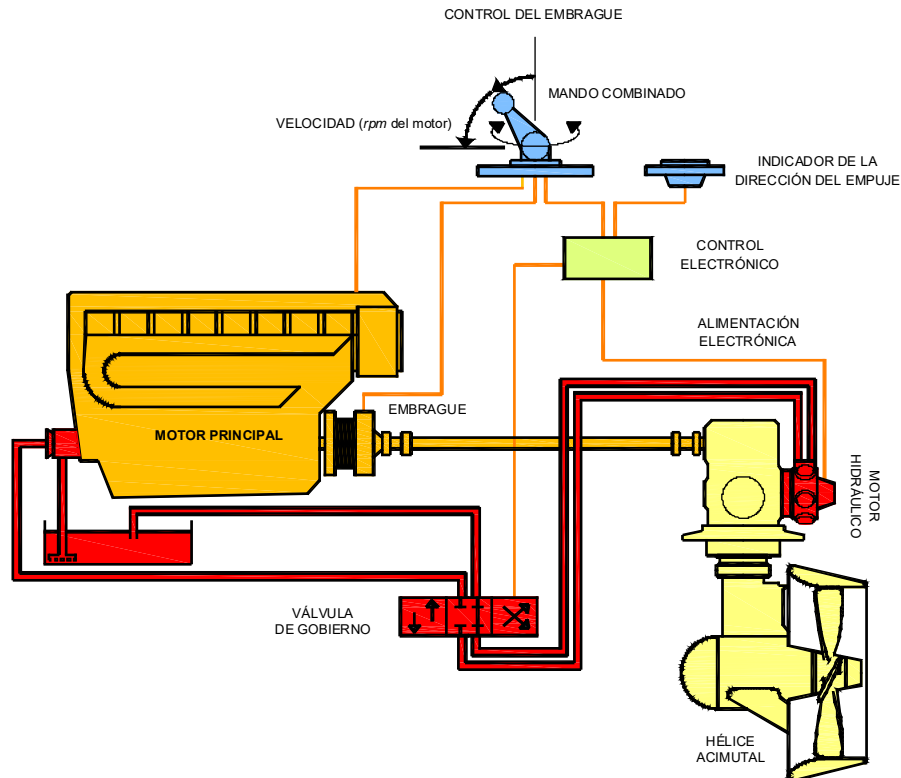


Figura 4.52 Detalle del sistema de control de una de las dos hélices acimutales del fabricante *Ulstein* en un remolcador ASD. Fuente: *Ulstein*. Dibujo: Santiago I. Baniela.

El sistema de control de las hélices dispone también de un sistema de control secundario “*non follow-up*” para utilizar principalmente como sistema de emergencia en caso de un fallo en el sistema principal “*follow-up control*” que consiste en unos pulsadores que tienen una conexión eléctrica directa e independiente con cada hélice en forma de circuitos electrónicos, es decir, conectados directamente a cada hélice.

En cuanto a la distribución de los controles independientes de las hélices en el puente, éstos deben instalarse de forma ergonómica e intuitiva para no llevar al capitán del remolcador a cometer alguna equivocación, colocando cada control de las hélices a la banda respectiva de la posición del capitán (la de babor a babor y la de estribor a estribor), separados una distancia tal que permita desplazar longitudinalmente al sillón del capitán y que suelen situarse entre 55 y 65 cm.

Los remolcadores actuales se diseñan y construyen de tal forma que, desde el puesto de gobierno en el puente, el capitán tenga una visibilidad próxima a los 360° y de toda la zona de

defensas, maquinilla, ganchos de remolque y guía-cabos, e incluso buena visibilidad en sentido vertical (Jansen, 2000, p. 112). Esto es especialmente importante a la hora de trabajar en las proximidades de los buques de gran tamaño con muchos finos a proa y popa lo que provoca que muy pocos remolcadores (independientemente si son portuarios o de escolta) dispongan de dos puestos de mando para el control de sus propulsores. En cualquier caso, los remolcadores que tienen dos puestos de mando, las diferentes palancas de control de las hélices se sincronizan y se mueven conjuntamente con independencia de cuál tenga el control, actuando de esclava la que no tiene el control de mando transferido. No obstante, el sistema está diseñado para que se pueda pasar el control a otra estación pulsando previamente un botón instalado para ello. El sistema de control consta de una alarma que suena en caso de que una persona accione una palanca que está actuando en modo esclavo. De la misma forma, también suena una alarma en caso de que por cualquier circunstancia, una palanca que está actuando en modo esclavo no siga los movimientos de la palanca que en ese momento tiene el mando transferido.

4.2.3.2 Control combinado de las hélices acimutales

Generalmente, los principales fabricantes de hélices acimutales, entre los que se encuentran los ya mencionados *Aquamaster* y *Schottel*, ofertan la posibilidad de instalar además de los controles individuales comentados anteriormente, un control combinado y simultáneo de las dos hélices para controlar los movimientos del remolcador por medio de un único “joystick” que a través de un microprocesador establece tanto la potencia del empuje que generan las hélices como la orientación de las mismas (Weedle and Towers, 1982, p. 19) y que al igual que con el sistema de control individual, adquieren diferentes nombres y diseños según el fabricante que se trate (el fabricante *Schottel* lo denomina *Master Pilot Control System* y es similar al mando de control separado para cada hélice, es decir, un semi-volante para controlar la dirección del empuje con una pequeña palanca incorporada para controlar las *rpm*, mientras que *Aquamaster* lo denomina *Micropilot Control System*, y se trata de un “joystick”).

Cada remolcador tiene unas características hidrodinámicas y capacidades de gobierno concretas y determinadas, por lo que en estos casos resulta necesario un programa de control individualizado para cada remolcador, de tal forma que la dirección del movimiento del remolcador se genera en función de la dirección de la palanca del “joystick” y la fuerza de ese movimiento en función de la desviación de dicha palanca con relación a la vertical (Iglesias Baniela, López Varela and Melón Rodríguez, 2005a, p. 13). El remolcador se desplaza en la dirección establecida por la palanca de gobierno como resultado de la combinación de los empujes generados por las dos hélices mediante un sistema electrónico que ajusta las revoluciones establecidas por cada motor a las hélices *FPP*, o el ajuste del paso de las hélices si son *CPP*.

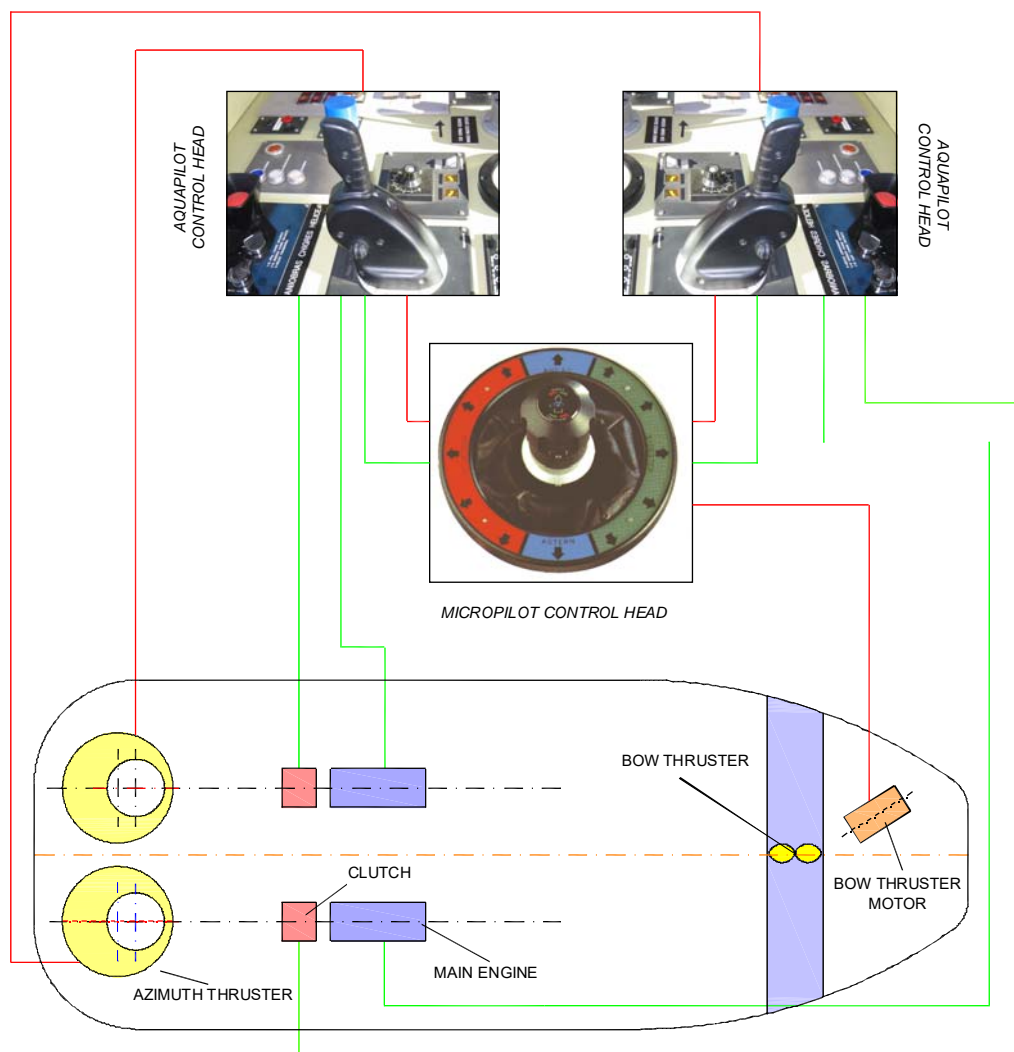


Figura 4.53 Sistema típico de control combinado del fabricante Aquamaster para dos hélices acimutales de popa y la hélice transversal de proa. Fuente: Aquamaster. Dibujo: Santiago I. Baniela.

En todos los remolcadores en general y en los de escolta en particular, se considera que el control combinado de las hélices acimutales en un único mando (aunque resulta más sencillo de maniobrar) no es muy recomendable pues reduce su capacidad de maniobra al verse restringida a los parámetros definidos previamente por el fabricante siguiendo las instrucciones del armador y de las Sociedades de Clasificación, a diferencia de las infinitas combinaciones de dirección y empuje que proporcionan el control individualizado de ambas hélices. Además, aunque dispongan de un control combinado, las Sociedades de Clasificación establecen en sus reglamentos que el remolcador debe poder controlar de forma independiente cada una de sus unidades propulsoras con el objetivo de garantizar la seguridad del remolcador en caso de que se produzca un fallo o avería en el sistema combinado y, que el capitán del remolcador debe disponer la posibilidad de utilizar la versatilidad que le proporcionan las infinitas combinaciones de dirección y empuje obtenidas con el control individual de las hélices

acimutales (Iglesias Baniela, López Varela and Melón Rodríguez, 2005a, pp. 13-14). No obstante, la instalación del sistema de control combinado de las hélices puede ser útil y efectivo en otro tipo de buques, pudiendo controlarse hasta cuatro hélices acimutales, con la ventaja adicional de que es un sistema que puede instalarse también en buques ya construidos.

4.3 EL REMOLCADOR DE HÉLICES ACIMUTALES A PROA

4.3.1 INTRODUCCIÓN

También conocido con el nombre de *tractor-Z*, *Azimuth Water Tractor (AWT)*, *Azimuth Tractor Drive (ATD)* o *Azimuth Forward Drive*, el remolcador *tractor* de hélices acimutales es aquel cuyo diseño es básicamente el mismo que el del remolcador *tractor Voith* pero en lugar de dos propulsores cicloidales, tiene en la parte de proa y a cada banda bajo el casco, dos hélices acimutales que pueden girar 360° para generar empuje en cualquier dirección sin la necesidad de instalar timones (Allan, 2014b, p. 15).

Este tipo de propulsión, conocida como *Z-Drive* (de ahí que se conozcan como remolcadores *tractor-Z*) deriva de la configuración que adoptan los ejes transmisores de potencia los cuales discurren horizontalmente desde la salida de los motores, luego de forma vertical a través del casco y finalmente adoptan nuevamente una disposición horizontal hasta alcanzar el núcleo de las hélices, es decir adoptando forma de Z.

Se trata de un remolcador construido por primera vez en Europa a principios de la década de 1970³² como una alternativa al remolcador *tractor Voith* introducido unos años antes³³ (Gaston, 1996, p. 23), aunque la extraordinaria implantación que han tenido los remolcadores *tractor Voith* y *ASD*, ha hecho que actualmente se construyan relativamente pocos remolcadores *tractor-Z* a pesar de tratarse de remolcadores más económicos y de que sus hélices tienen una mejor eficiencia mecánica que los remolcadores *tractor Voith* en la relación potencia del motor/*bollard pull* (Allan, 2014b, p. 15; Faust, 1982, p. 101).

Los remolcadores *tractor-Z* se caracterizan por tener un calado relativamente menor, a igualdad de potencia, que los *tractor Voith*, por lo que precisamente para mantener un calado reducido, algunos remolcadores *tractor-Z* fueron diseñados con un casco de forma cóncava en las proximidades de las hélices para albergar parte de las mismas, aunque en cualquier caso, el diseño final debe asegurar que el flujo de agua que discurre hacia las mismas no se vea perjudicado.

³² En EE.UU. el primer remolcador *tractor-Z* que entró en operación fue el “*ZP Condon*” entregado en diciembre de 1981 con 28,4 m de eslora y 45 tons de *bollard pull* (Faust, 1982, p. 102).

³³ Recordemos que el primer remolcador *tractor Voith* que entró en servicio fue el “*Stier*” en 1954.



Figura 4.54 Vista en navegación del primer remolcador tractor-Z, el “Janus” con el nombre de “Eerland 26”. Fuente: <http://www.shipspotting.com>



Figura 4.55 Detalle de las dos hélices acimutales a proa y el quillón a popa en el remolcador tractor-Z “Jan Leenheer” (ex “Janus”, ex “Eerland 26”). Fuente: <http://www.marinetraffic.com>

En el 1967 el alemán Ulrich Harms construyó el remolcador “Janus”, primer remolcador portuario *tractor-Z*, destinado a operar en el puerto de Hamburgo y propulsado por hélices acimutales a proa alimentadas por dos motores de 361 kW, que desarrollaba un *bollard pull* de 12 tons (Mützelfeldt, 1982, p. 63) y que tenía una eslora de 24,26 m. En 1977 lo compró la compañía *G.J. Eerland BV* y le cambió el nombre por el de “Eerland 26” y en 2010 lo vendió al operador de grúas flotantes *Bonn&Mees* quien lo re-bautizó nuevamente con el nombre de “Jan Leenheer”. Como consecuencia del éxito experimentado con los primeros remolcadores *tractor Voith*, el “Janus” fue diseñado con un casco y una situación de los propulsores a lo largo de la eslora similar a los *tractor Voith*, y la experiencia con el *tractor-Z* demostró que la

maniobrabilidad y eficacia en ambos casos eran muy similares, con la ventaja de que el *tractor-Z* suponía un coste económico menor. Posteriormente, se realizaron una serie de modificaciones en el diseño del casco con el objetivo de adaptarse de la mejor forma posible al sistema de propulsión acimutal y que, básicamente, se centraron en:

- Conseguir un bajo coeficiente de bloque;
- Mejorar su capacidad de desplazamiento lateral gracias a unas formas del casco y dimensiones reducidas que generan menor resistencia al avance;
- Incrementar un 30% el *bollard pull*, mejorando la eficiencia mecánica y;
- Diseñar un casco más ligero que suponga un ahorro económico de aproximadamente un 15%.

El primer remolcador construido siguiendo estos principios fue el “*Bugsier I*” del operador *Bugsier Reederei*, botado en 1972, propulsado por dos hélices acimutales *Schottel* de 640 kW cada una y que desarrollaba un *bollard pull* de 26 tons, lo que significaba un 30% superior a cualquier otro remolcador *tractor* existente. Tras la entrega de este primer remolcador, las investigaciones por encontrar un remolcador más eficiente y con mayor potencia siguieron su curso.

4.3.2 CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES

4.3.2.1 Las hélices acimutales

De forma análoga a un remolcador *tractor Voith*, en el *tractor-Z* las hélices acimutales están situadas en la parte de proa bajo el casco a una distancia de aproximadamente $0,30 - 0,35 \times LWL$ desde la proa. Estas hélices pueden ser paso fijo *FPP*, cuyas revoluciones son controladas de forma no escalonada desde cero hasta el máximo por medio de un embrague, o de paso variable *CPP*, que permiten una mayor exactitud en el control del empuje (para incrementar el empuje generado, ambas hélices pueden disponer de una tobera a su alrededor). En los remolcadores de escolta se instalan habitualmente las hélices *CPP* ya que, aunque se trata de hélices más caras, permiten ajustar perfectamente el paso (empuje) necesario para adaptarse con exactitud a las altas velocidades del buque escoltado y/o gobernar con el empuje preciso para situar al remolcador en la mejor posición relativa respecto al flujo de agua durante los métodos indirectos de asistencia, es decir, tienen un control infinitesimal del empuje a diferencia de las hélices *FPP*. Las hélices se sitúan más altas en el casco que el quillón y la plancha de protección, los cuales se encuentran a la misma altura para constituir los puntos de apoyo del remolcador cuando entra en dique seco.

Tal y como se puede observar en las figuras 4.56 y 4.57, en este tipo de remolcador, la plancha de protección de las hélices puede abarcarlas completamente, ir situadas a proa de las mismas o entre ambas y en la línea de crujía.

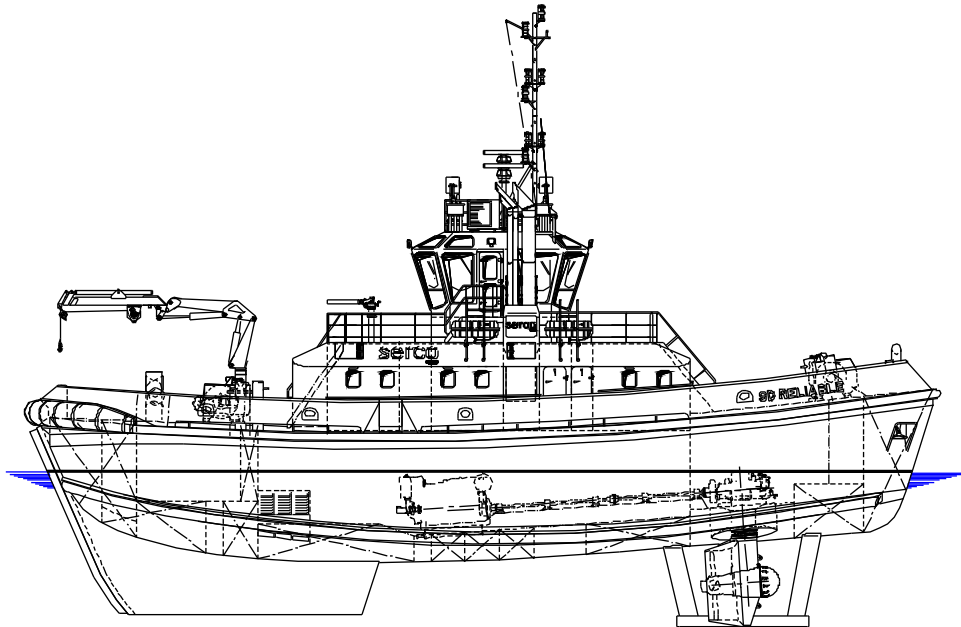


Figura 4.56 Vista de costado del remolcador tractor-Z “SD Reliable” donde se aprecian las hélices acimutales, la plancha de protección de las mismas (en este caso abarca a las propias hélices) y el quillón. Fuente: Shipyard Damen, The Netherlands. Dibujo: Santiago I. Baniela.

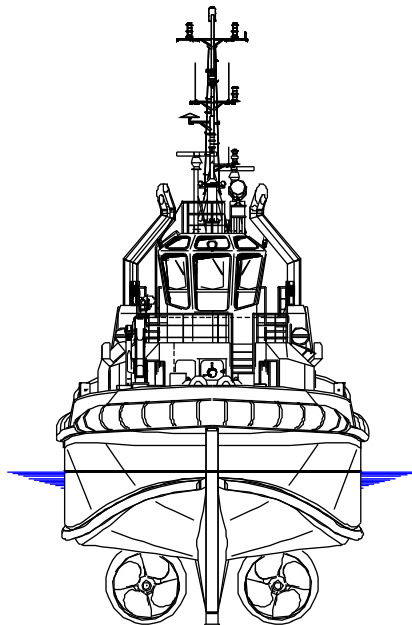


Figura 4.57 Vista de popa del remolcador tractor-Z “SD Reliable”. Fuente: Shipyard Damen, The Netherlands. Dibujo: Santiago I. Baniela.

4.3.2.2 El punto de remolque

El punto de remolque principal formado por una guía reforzada, desde donde la línea de remolque llama directamente hacia el buque asistido, se sitúa aproximadamente a una distancia de $0,1 \times LWL$ desde la popa, sobre la vertical del quillón “skeg”, aunque su situación con relación al mismo no está tan determinada como en el caso del remolcador *tractor Voith*³⁴.

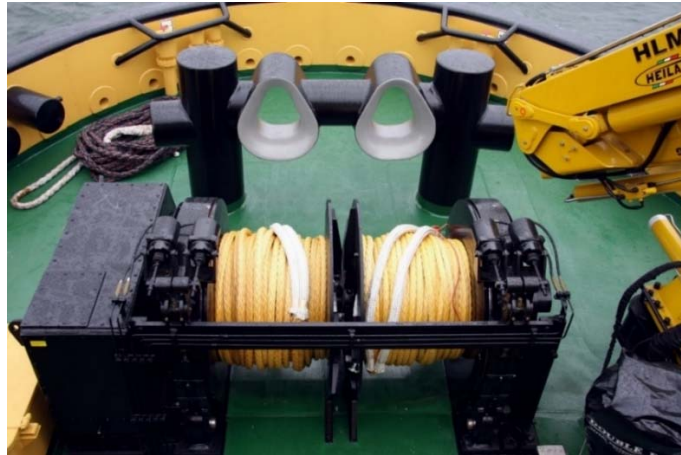


Figura 4.58 Punto de remolque instalado en la popa del remolcador tractor-Z “SD Reliable” (Gaston, 2009).

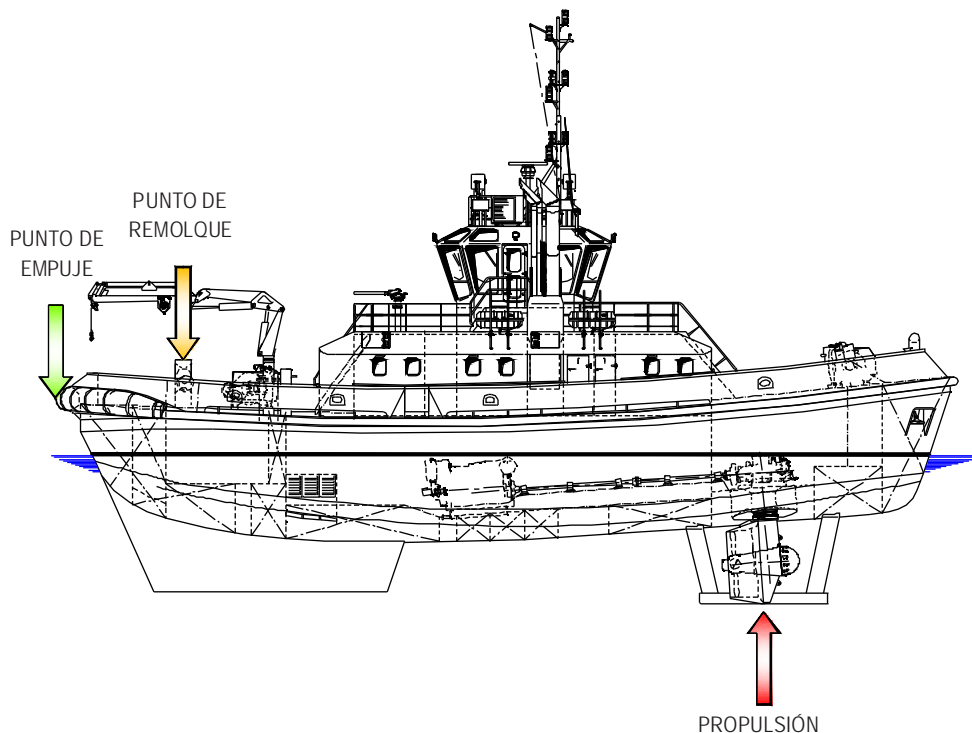


Figura 4.59 Vista lateral de un típico remolcador de puerto tractor-Z (“SD Resouceful”) donde se pueden apreciar la ubicación de los puntos de remolque, de empuje y de propulsión. Fuente: Shipyard Damen, The Netherlands. Dibujo: Santiago I. Baniela.

³⁴ Al igual que los remolcadores *tractor Voith*, para mejorar su eficiencia las hélices deben estar situadas lo más a proa posible, para tener un brazo de palanca mayor empleando los métodos indirectos de asistencia, y el quillón lo más a popa posible con el objeto de desplazar el CPL en esta dirección.

4.3.2.3 El quillón “skeg” u orza fija

El quillón del remolcador *tractor-Z* suele ser de menores dimensiones que el del *tractor Voith* y es una de las razones por lo que se considera que es menos efectivo que este último a la hora de emplear los métodos indirectos o dinámicos de asistencia. Normalmente, el remolcador de escolta tiene un quillón de mayores dimensiones que uno portuario pues recordemos que un quillón relativamente grande, además de generar unas mayores fuerzas sobre la línea de remolque cuando emplea los métodos indirectos, proporciona una mayor estabilidad de rumbo. En cambio, un quillón de pequeñas dimensiones se ve menos afectado por el flujo de agua expulsado por las hélices del remolcador y la estela del buque asistido cuando trabaja en sus proximidades y proporciona una mayor y más rápida capacidad de maniobra para desplazarse transversalmente al reducir la superficie lateral de la obra viva.

El hecho de disponer de un quillón en la parte longitudinalmente opuesta a la que van ubicadas las hélices hace que estén diseñados para trabajar principalmente con la popa “*stern first*” o quillón “*skeg first*” hacia el buque asistido.

El flujo de agua expulsado por las hélices acimutales incide con mayor o menor intensidad sobre el quillón situado a popa y en la línea de crujía, por lo que tanto la maniobrabilidad como la estabilidad de rumbo navegando en ciertas direcciones pueden verse perjudicadas, especialmente en los remolcadores con una relación eslora/manga pequeña y de gran potencia (Boudesteijn, *et al.*, 2010, p. 294). Para reducir este efecto, al mismo tiempo que se mantenía la baja relación eslora/manga para los remolcadores compactos portuarios “*compact tug*³⁵”, el astillero holandés *Damen* llevó a cabo una serie de pruebas de modelos a escala en los canales de ensayo hidrodinámico del centro holandés *MARIN*. Una de ellas consistió en aumentar la altura y reducir el ancho del quillón, es decir, dotar al quillón de una relación de aspecto alta, pero los resultados arrojaron que las interferencias negativas originadas sobre el quillón y que afectaban a la estabilidad de rumbo seguían siendo importantes, motivo por el cual se descartó esta propuesta.

En otras pruebas se instalaron dos quillones de reducidas dimensiones alineados cada uno con la hélice de su banda en un sistema denominado *Twin Fin*, y se comprobó que el remolcador mejoraba de forma notable la estabilidad de rumbo, mantenía una buena capacidad de maniobra en cualquier dirección de los 360° y mejoraba la velocidad de caída (capacidad de evolución) con ángulos de orientación de las hélices altos (Boudesteijn, *et al.* 2010, pp. 296-297). Por tanto, con este sistema fue posible diseñar un remolcador con una eslora relativamente reducida,

³⁵ Puede definirse como aquel remolcador diseñado para satisfacer las demandas crecientes de un remolcador de puerto, pequeño y compacto pero potente. Este concepto fue introducido por primera vez en la industria del remolque en la ITS de 2002, y concretamente se trataba del *ASD Tug 2411* diseñado por los astilleros holandeses *Damen* para prestar asistencias portuarias (Van der Noordaa and Leenders, 2002, pp. 169-170).

inicialmente unos 24 m, y una manga relativamente grande para aumentar la separación transversal entre las hélices y los quillones, es decir, con una relación eslora/manga pequeña. A pesar de lo anterior, el sistema *Twin Fin* apenas tuvo implantación por lo que la práctica habitual sigue siendo la instalación de un quillón único ubicado en la línea de crujía, especialmente en los remolcadores de escolta.

4.3.2.4 Comparación *tractor-Z* vs. *tractor Voith*

A igualdad de potencia, el remolcador *tractor-Z* tiene un calado y desplazamiento menor que un *tractor Voith* ya que su sistema de propulsión no es tan pesado y no necesita un casco tan robusto y con tantos refuerzos como el *tractor Voith* en el cual, las aberturas practicadas en su casco para los propulsores son mayores y tiene que soportar fuerzas hidrodinámicas superiores generadas por las palas verticales proyectadas bajo el mismo. Esto trae como consecuencia que el *tractor-Z* tiene una mejor eficiencia mecánica en la relación potencia del remolcador/*bollard pull* aunque el tiempo de respuesta es superior al *tractor Voith*. Además, las hélices acimutales del *tractor-Z* son, en principio, más fáciles de instalar y necesitan menos espacio que en el caso de las hélices cicloidales del remolcador *tractor Voith*.

4.3.2.5 Comparación *tractor-Z* vs. *ASD* a la hora de maniobrar

Desde el punto de vista del operador, la única diferencia en cuanto al control de las hélices acimutales en un remolcador *ASD* y en un *tractor-Z* es la cabeza en que se sitúan, pues como hemos visto, en el caso del remolcador *ASD* están situadas bajo su popa y en el *tractor-Z* bajo su proa.

Por esta razón, el capitán que tenga que alternar embarques en ambos remolcadores, a la hora de maniobrar con uno u otro y para no confundirse durante la maniobra, no debe pensar que al cambiar la situación de las unidades de propulsión también debe cambiar la orientación de la palanca de control en el puente para generar empuje en una determinada dirección, sino que más bien debe mentalizarse de que la proa en el remolcador *ASD* se comporta como si fuese la popa en el *tractor-Z* y viceversa, es decir, debe considerar como si fuera un remolcador *ASD* girado 180°, por lo que los mandos de control en el puente deben mantenerse en la misma posición en ambos remolcadores.

En lo que se refiere a la combinación de orientación y revoluciones de cada una de las dos hélices para conseguir el empuje omnidireccional del remolcador, nos remitimos a los manuales al uso que cada uno de los fabricantes entregan al operador, y cuya información suele estar disponible en las páginas *web* de los mismos, por ejemplo: Schottel, 2001.

4.3.2.6 Las planchas de protección de las hélices



Figura 4.60 Detalle de la estructura de protección de las hélices acimutales de un remolcador tractor-Z.

Tal y como ocurre en el remolcador *tractor Voith*, el *tractor-Z* precisa de la instalación de una estructura o plancha de protección de las hélices “*protection plate*” situada en las proximidades de las hélices para, junto con el quillón, servir de punto de apoyo cuando entra en dique seco, y por este motivo estas estructuras deben ser más profundas que las hélices, aunque a diferencia del *tractor Voith* no es necesario que las rodeen completamente. Normalmente esta estructura, que también sirve de protección de las hélices en caso de varada, puede instalarse formando una estructura única en la parte de proa de las hélices y en la línea de crujía, tal y como se observa en la figura 4.60, o una estructura individual y simétrica situada a proa de cada una de las hélices.

En ocasiones, esta estructura de protección rodea completamente a las hélices (de forma similar al *tractor Voith*) con el objetivo de mejorar la eficiencia y empuje generado por las mismas debido al efecto tobera que se produce, aunque en cualquier caso, debe estar diseñada para que genere la mínima resistencia e influya lo mínimo posible en el flujo de agua que discurre hacia las hélices desde cualquier dirección.

4.3.2.7 Capacidades

Al tratarse de hélices acimutales el remolcador tiene una gran maniobrabilidad y prácticamente genera el mismo empuje en cualquier dirección, aunque en algún caso el empuje atrás puede verse reducido aproximadamente un 5%. Evidentemente, cuando las dos hélices se orientan de tal forma que las fuerzas de empuje generadas interactúan y se contrarrestan entre sí, el rendimiento del sistema disminuye por lo que se deduce que el ángulo de orientación entre ellas debe mantenerse tan bajo como sea posible.

Al tener el quillón “*skeg*” u orza fija a popa más pequeño y un calado menor en relación al remolcador *tractor Voith*, hace que sea relativamente menos eficaz a altas velocidades utilizando los métodos indirectos de asistencia por la popa del buque asistido.

Por el contrario, al tener menor calado y desplazamiento que el *tractor Voith*, junto con la posibilidad de proporcionar casi el mismo empuje en los 360°, origina que sean más eficaces a bajas velocidades cuando utilizan los métodos directos por la popa de un buque con velocidad, aunque su eficiencia final también dependerá de la posición adecuada del punto de remolque.



Figura 4.61 Vista en navegación del remolcador tractor-Z “SD Reliable” que entró en servicio en 2009.
Fuente: <http://www.shipspotting.com>

A pesar de que tanto el diseño del quillón como el calado operativo del remolcador *tractor-Z* pueden ser muy variados, puede establecerse que, con carácter general, se trata de un remolcador con unas capacidades de asistencia comparables a las del remolcador *tractor Voith* en las asistencias portuarias (evolución en torno a su propia eslora) o con los métodos directos a bajas velocidades al disponer de un empuje casi del 100% en cualquier dirección. Sin embargo, tiene unas capacidades inferiores al remolcador *tractor Voith* con los métodos indirectos a altas velocidades.

4.3.3 El control de las hélices acimutales

El control de las hélices acimutales en el remolcador *tractor-Z* es prácticamente igual que en el remolcador *ASD* que ya fue tratado en profundidad a la hora de estudiar este remolcador. Lo mismo ocurre con la disposición de los mandos de control de las hélices en el puente para conseguir determinadas maniobras de evolución donde únicamente se debe considerar al remolcador *tractor-Z* igual que un *ASD* pero girado 180°.



Figura 4.62 Consola de mando en el puente del remolcador tractor-Z “SD Reliable” con los controles de las dos hélices del fabricante Aquamaster situados a ambos lados del sillón del capitán (Gaston, 2009).

A modo de resumen, mencionar que para cada hélice acimutal se puede efectuar un control electrónico, independiente y remoto desde el puente de tal forma que cuentan con un dispositivo (mando) que controla la dirección y la potencia de empuje generado (*rpm* en las hélices *FPP* o el paso en las hélices *CPP*) y cuyo diseño varía en función del fabricante. Las dos hélices se pueden controlar también de forma conjunta mediante un mando combinado o “*joystick*” (Mützelfeldt, 1982, p. 73), que controla simultáneamente la dirección y empuje combinado de ambas de acuerdo a las órdenes establecidas en el mando combinado. Con este método, el sistema establece automáticamente el ángulo apropiado de las hélices para gobernar el remolcador según la dirección que el capitán establece en el mando combinado y con una potencia que será proporcional al ángulo de desvío del mando respecto a la vertical -posición no empuje- aumentando progresivamente hasta alcanzar la posición horizontal -máximo empuje- (Faust, 1982, p. 102).

En las maniobras que entrañan cierta dificultad y en las asistencias del remolque de escolta, resulta más eficaz el control de las dos hélices acimutales de forma manual e independiente por la multitud de posibles combinaciones que dispone el capitán para generar empuje con mayor eficiencia y seguridad, ya que el “*joystick*” combinado actúa de acuerdo a unos parámetros que son programados previamente por el fabricante y que originan el desplazamiento del remolcador en la dirección ordenada. Por esta razón, las Sociedades de Clasificación exigen que, por razones de seguridad, además de un control combinado, los remolcadores con hélices acimutales tengan mandos separados para efectuar un control independiente de la potencia y dirección del empuje de cada hélice.

4.4 EL REMOLCADOR *ROTOR TUG*

4.4.1 INTRODUCCIÓN



Figura 4.63 Vista en 3D de un remolcador Rotor Tug (Robert Allan, Ltd., 2012).

El contrato que salió a concurso a finales de la década de los 90 para operar en Milford Haven (Reino Unido) fue el causante de la aparición de un nuevo remolcador revolucionario propuesto por Ton Kooren (por aquel entonces presidente y propietario de la empresa holandesa *Kotug International Rotterdam*), denominado posteriormente como *Rotor Tug*, que tenía como objetivo mejorar las capacidades y eficiencia de sus predecesores, especialmente en zonas restringidas³⁶. Para ello, Ton Kooren sustituyó el quillón pasivo típico instalado a popa del remolcador *tractor* de hélices acimutales (*tractor-Z*) por una tercera hélice acimutal³⁷ ubicada bajo el punto de remolque (Allan, 2014b, p. 16). Este nuevo diseño revolucionario le proporcionaba una mayor capacidad de maniobra (especialmente para girar en torno a su propia eslora) y de generación de fuerzas en cualquier dirección de forma controlada, de tal modo que la distribución de las tres hélices bajo el casco adoptaban la disposición de un triángulo isósceles (Kooren, 2010, p. 2).

³⁶ Ton Kooren ya había sido el primero en operar con potentes remolcadores de hélices acimutales en puertos europeos, por lo que este tipo de operación y sus ventajas le resultaban familiares.

³⁷ El propio Ton Kooren lo denominó “*three-legged tug*” cuya traducción literal sería “un remolcador de tres patas” en referencia al nombre holandés de la oveja de cinco patas “*five-legged sheep*”, sinónimo de una persona que tiene muchas cualidades.



Figura 4.64 Disposición de las tres hélices acimutales en un remolcador Rotor Tug. Fuente: <http://www.rotortug.com>

Aunque la empresa *Kotug* no consiguió el contrato de Milford Haven, Ton Kooren continuó con su idea de desarrollar este concepto de remolcador, iniciándose un periodo de intenso estudio que requirió de un gran trabajo en equipo. Apoyado por el director de ingeniería de *Kotug*, Leen Warnaar, y con las aportaciones de los capitanes y tripulaciones de la flota de remolcadores *Kotug*, Ton Kooren confió gran parte del trabajo de trazado y diseño del remolcador a los astilleros *Padmos* en Stellendam, Holanda. Por su parte, el instituto holandés *MARIN* en Wageningen llevó a cabo importantes pruebas en tanques de ensayo, generando modelos que posteriormente fueron refinados por el Dr. Johan Wulder, ingeniero naval y jefe de investigación y desarrollo en el *Marine Safety International Rotterdam*³⁸ (*MSI* o *MSR*). A medida que el proyecto avanzaba, el *MSI* también realizó pruebas en simuladores, en cooperación con *Schottel GmbH*, para el entrenamiento de las tripulaciones y prácticos, demostrándose la viabilidad del proyecto ante las autoridades y cubriéndose todos los aspectos relacionados con la operación del remolcador.

³⁸ En una reunión informal con el vicepresidente de *Kotug*, Ard-Jan Kooren (hijo del presidente Ton Kooren) y el director general del *MSR*, Henk Regelink, el presidente de *Kotug* propuso al *MSR* desarrollar una serie de escenarios interactivos de simulación para el remolcador *Rotor Tug* operando con los *car carriers* en el puerto de Bremerhaven e involucrando a todas las partes interesadas. El *MSR* (*MSI*) no solo aceptó el desafío, sino que realizó el proyecto en tiempo y dentro de lo presupuestado. Este innovador ejercicio de involucración y cooperación dio como resultado un centro de entrenamiento y simulación permanente de operaciones con remolcadores, estableciéndose una relación directa entre el *MSR*, *Kotug* y *Schottel GmbH*. Lo primero que se hizo fue afinar los datos hidrodinámicos de las pruebas de modelos del *MARIN* para luego interrelacionar el simulador del *MSR* con la consola del remolcador *Rotor Tug*. Para ello, *Schottel* proporcionó una maqueta a escala real de la consola de gobierno del *Rotor Tug* “*RT Magic*” mientras éste se estaba construyendo y se integró en las simulaciones del puente del *MSI*. Posteriormente, con la cooperación de las navieras de buques *car carriers*, *Wallenius*, *Wilhelmsen*, *HUAL* y *NYK*, *Kotug* invitó a diez de sus capitanes, a los prácticos de Bremerhaven y al Capitán Marítimo de la Autoridad Portuaria para reunirse con los capitanes de los remolcadores de la flota de *Kotug* durante tres días de formación. Los escenarios utilizados incluyeron algunas de las peores condiciones que se podían esperar, tales como una corriente vaciante de 4 nudos con un viento de componente oeste de fuerza 8 (escala *Beaufort*) en la entrada de la esclusa. En estas pruebas, se emplearon dos remolcadores *Rotor Tug* en lugar de los tres o cuatro *tractor Voith* que los prácticos utilizaban habitualmente, y los resultados obtenidos fueron satisfactorios para todas las partes asistentes, tanto en la viabilidad como en la economía y eficiencia de las asistencias.

Inicialmente el remolcador *Rotor Tug* patentado por Ton Kooren fue concebido para trabajar en los puertos de Europa occidental más restringidos, especialmente en canales estrechos, esclusas y puentes, ya que la principal ventaja del concepto de propulsión triple era que podía trabajar de forma muy eficaz en espacios muy reducidos empleando el método de asistencia conocido como “*rotoring*” en el cual el remolcador trabaja con un remolque en línea sin sobrepasar los límites de la manga del buque asistido y sobre cualquiera de sus cabezas, ya que dispone de dos puntos de remolque, uno a proa y otro a popa³⁹.

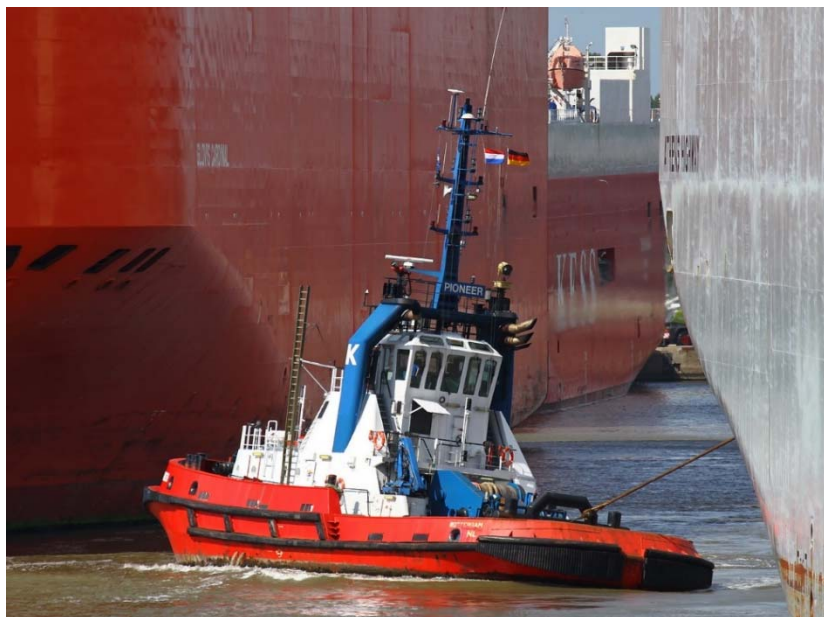


Figura 4.65 Remolcador Rotor Tug “RT Pioneer” con la línea de remolque trabajando sobre el punto de remolque de popa bajo los finos de proa del buque asistido. Fuente: <http://www.shipspotting.com>

A principios de 1999 el astillero español *Balenciaga* entregó los dos primeros remolcadores *Rotor Tug*, el “RT Innovation” y el “RT Pionner”, después de poco más de 11 meses tras la firma del contrato de construcción. Al mismo tiempo, *Construcciones Navales P. Freire* en Vigo entregó el “RT Spirit” y el casco y todas las estructuras principales del “RT Magic”, que fue terminado y equipado en los astilleros *Padmos*.

³⁹ El 01 de enero de 1999, *Kotug* empezaba desde cero sus operaciones en el puerto de Bremerhaven, pues nunca antes habían hecho ninguna maniobra en ese puerto. Nueve meses después, habían completado más de 2.500 asistencias sin ninguna incidencia digna de mención, manteniendo un grado de satisfacción elevado en sus clientes gracias al *Rotor Tug*, como un diseño multipropósito, compacto, eficiente y que resultaba válido para los requisitos más complejos, combinando las 78 tons de *bollard pull* con un alto grado de maniobrabilidad.

4.4.2 LOS REQUISITOS DE DISEÑO ORIGINALES

Durante la década de los 90, ante el auge de la maniobra de escolta, la industria del remolque puso especial atención en el diseño de los grandes remolcadores de escolta, donde el requisito de asistencia a altas velocidades dio como resultado unos remolcadores de gran desplazamiento y eslora que no podían maniobrar con facilidad en espacios reducidos como puentes, esclusas o canales estrechos.

Al mismo tiempo, el trabajo diario de los remolcadores de la flota de *Kotug* eran las operaciones de asistencia y escolta a grandes buques con una gran superficie expuesta al viento (*car carriers* y portacontenedores) en zonas muy confinadas como los puertos de Rotterdam y Bremerhaven. Aunque la primera intuición para asistir de forma eficiente a estos buques puede ser construir remolcadores cada vez más grandes, éstos presentan problemas en cuanto a su propia maniobrabilidad y una inherente lentitud de reacción, por lo que rápidamente se constató que lo que se precisaba eran remolcadores compactos y muy potentes (Kooren, Quadvlieg and Aalbers, 2000, p. 71).

Uno de los requisitos básicos de este nuevo diseño de remolcador era mejorar los costes económicos derivados de la operación de remolque pero manteniendo, como mínimo, el mismo nivel de seguridad. La primera pregunta para los armadores de remolcadores y buques asistidos consistía en saber cómo reducir el número de remolcadores que intervenían en una determinada operación, pues cuantos más remolcadores actúan, más interfieren unos con otros, lo que supone un incremento en la fuerza de tiro necesaria de cada remolcador y se necesita más tripulación. Esto provocó que el objetivo se centrara en desarrollar un remolcador tan compacto y práctico como fuese posible, con un *bollard pull* de 75 tons y que fuese adecuado para operaciones en áreas muy restringidas como canales, puentes y pasos angostos, pero también con capacidad para realizar el remolque de escolta y trabajos *off-shore*.

El tránsito por pasos estrechos, esclusas o puentes y las maniobras en zonas portuarias se realiza a bajas velocidades relativas, desde cero hasta los 6 nudos. En estas condiciones, el quillón pasivo de los remolcadores convencionales *tractor* no puede ejercer fuerzas hidrodinámicas sobre el remolque en cualquier momento y dirección, ya que el remolcador primero tiene que situarse en la posición adecuada (en línea con el remolque) para posteriormente empezar a ejercer las fuerzas de remolque. Por esta razón, y tal y como hemos dicho anteriormente, la innovación fundamental introducida por *Kotug* fue la sustitución del quillón pasivo por uno “activo” en forma de hélice acimutal⁴⁰ y esta idea, presentada formalmente a la industria del

⁴⁰ En opinión de Ton Kooren, el remolcador *Rotor Tug* también puede construirse siguiendo el diseño típico de un remolcador *tractor*, con dos hélices acimutales a proa y el quillón a popa en lugar de la tercera hélice acimutal, ya que si es necesario aumentar la potencia durante su vida útil, es perfectamente posible reemplazar el quillón de popa e instalar en su lugar la hélice acimutal.

remolque en la *International Tug & Salvage Conference* del 2000⁴¹, fue aplicada por primera vez en un remolcador con las siguientes características:

- Eslora total 31,63 m
- Manga 12,00 m
- Puntal 4,40 / 5,40 m
- Calado máximo 6,57 m
- Peso muerto 325 tons
- Desplazamiento 907 tons
- Potencia 4.700 kW
- *Bollard pull* a 100% MCR 75 tons
- *Bollard pull* al 110% MCR 79 tons
- Velocidad 12,5 nudos

La forma del casco que se propuso originalmente derivaba del diseño de los remolcadores *tractor-Z* de la flota de *Kotug*⁴², caracterizados por pantoques y cuadernas prácticamente rectas a diferentes inclinaciones “*multi-chine hull*” para darle al mismo la forma adecuada.

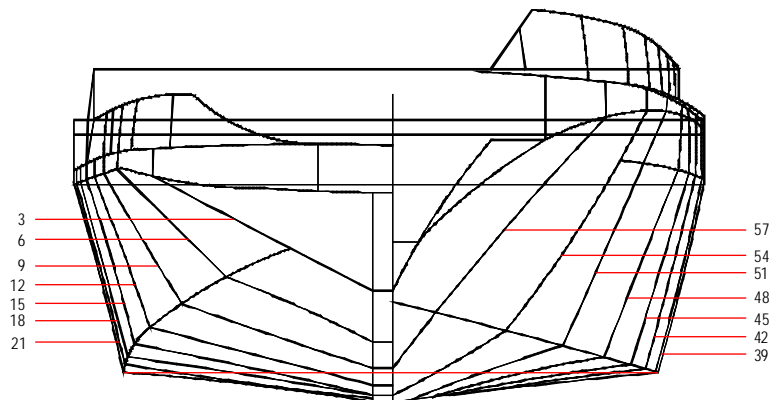


Figura 4.66 Plano de formas del remolcador *Rotor Tug* original (Kooren, *Quadvlieg and Aalbers*, 2000, p. 73). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Los tres MM.PP. están situados en la misma sala de máquinas alineados en sentido transversal y con las hélices respectivas, de tal forma que los motores de los costados están acoplados a las hélices de proa y el central está acoplado a la hélice de popa⁴³. En el extremo opuesto a su línea de ejes, algunos motores pueden suministrar potencia a una bomba contra incendios y a las bombas hidráulicas de la maquinaria de cubierta a través de una serie de tomas de fuerza (*PTO's*).

⁴¹ Aunque en realidad ya había aparecido en revistas especializadas como *Marine News* a finales de 1998.

⁴² De hecho, se hizo especial hincapié en diseñar un remolcador que se reconociese fácilmente como perteneciente a *Kotug*.

⁴³ En el fondo del concepto de remolcador *Rotor Tug* radica el sistema de propulsión del tipo *tractor* pero utilizando tres propulsores acimutales, cada uno alimentado por un motor principal independiente. Dos propulsores acimutales están situados a proa de la medianía de la eslora en la posición normal de un remolcador *tractor*, y el tercer propulsor, idéntico a los anteriores, situado a popa en la línea de crujía y sustituyendo al quillón “*skeg*” tradicional.

Para la protección de las hélices abiertas y también para servir como puntos de apoyo del remolcador al entrar en dique seco, se instalan, en las proximidades de las mismas, unas estructuras a modo de planchas de protección o refuerzos “*struts*”.

La distribución de potencia en tres propulsores independientes mejora la fiabilidad del remolcador ya que, en caso de una avería en uno de ellos, el remolcador todavía sigue estando plenamente operativo para generar grandes fuerzas sobre el buque asistido y a gran velocidad.

En la etapa de diseño también se puso mucho interés en conseguir una situación de los controles de las hélices en el puente lo más ergonómica posible, ya que el capitán tiene que manejar tres controles independientes con dos funciones cada uno (dirección y *rpm*), es decir, seis funciones en total, y con la máxima visibilidad. Los capitanes, acostumbrados a manejar únicamente dos hélices independientes, tuvieron que habituarse a trabajar con una hélice adicional. Para ello, en la etapa inicial, el fabricante *Schottel* hizo una gran inversión económica en la distribución de los controles mediante “*joysticks*” incorporando la posibilidad de interconectarlos entre ellos (también se tuvieron muy en cuenta las consecuencias de una posible avería en uno de los controles⁴⁴).

Para el control del remolcador, el capitán se posiciona en el puente entre dos consolas ergonómicas desde donde maneja el sistema de propulsión, las maquinillas de remolque y los sistemas de comunicación y navegación. El control del desplazamiento en dirección y potencia puede efectuarse a través de los mandos de control independientes de cada hélice “*joystick*” o mediante un cuarto mando que controla a las tres hélices de forma combinada y conjunta. También se puede instalar un piloto automático capaz de controlar una, dos o las tres hélices simultáneamente.

Este diseño presentaba unas ventajas inherentes desde el punto de vista de las operaciones de remolque, fiabilidad y economía.

Capacidad de remolque superior

- Excelente maniobrabilidad, pudiendo girar en torno a su propia eslora rápidamente, capacitado para realizar desplazamientos transversales y una respuesta muy rápida a cualquier acción solicitada;
- Cuando trabaja con el remolque firme al buque asistido “*tethered*” y cambiando la posición de trabajo, puede mantener la línea de remolque en tensión en todo momento, generando fuerzas de empuje perfectamente controlables y de forma casi omnidireccional (Oomkens, 2015);
- Desplazamientos transversales a alta velocidad (en torno a 6 nudos) que le permiten navegar con el buque asistido perpendicularmente a la dirección del desplazamiento del

⁴⁴ La experiencia demostró que los capitanes se hacían con el control de remolcador de forma muy fácil, incluso tras una avería en alguno de los controles.

mismo, pudiendo originarle un cambio de rumbo o no ejercer ninguna tensión sobre el remolque, lo que hace que sean remolcadores ideales para trabajar en zonas confinadas como pasos o canales estrechos;

- Gran capacidad de empuje en sentido transversal (elevado *bollard pull*) para empujar sobre el costado del buque asistido (Allan, Barber and Van Kasteren, 2012, pp. 156-157);
- La división de la potencia en tres propulsores y motores independientes da lugar a un calado menor y menos potencia por cada propulsor, con una mayor eficiencia;
- Menor probabilidad de dañar las hélices cuando el remolcador trabaja en las proximidades del bulbo de proa del buque asistido, como ocurre con el ASD;
- Menor probabilidad de dañar las hélices como consecuencia de que la línea de remolque se enrede en las mismas y;
- Ya las primeras pruebas de modelos realizadas demostraron que el remolcador también era capaz de realizar el remolque de escolta con los métodos directo e indirecto de asistencia y con la línea de remolque trabajando sobre el punto de remolque de proa y de popa a altas velocidades (Kooren, Quadvlieg and Aalbers, 2000, pp. 72-73).

Fiabilidad y medio ambiente

- Alta redundancia ya que puede continuar con las operaciones de remolque incluso después de una avería “*black out*” en uno de los propulsores y;
- Posibilidad de navegar solamente con una hélice/motor a ralentí o a marcha libre con el motor en una condición de carga óptima, de tal forma que se reducen las emisiones a la atmósfera.

Mejora económica

- El incremento de las capacidades de remolque, el *bollard pull* elevado en un remolcador compacto y la alta redundancia de los tres propulsores, conducen a la necesidad de utilizar menos remolcadores para una misma asistencia, que repercute en un ahorro para los armadores de los buques asistidos⁴⁵;
- Durante las maniobras con buques con una gran superficie de obra viva expuesta al viento como buques portacontenedores o VLCC, si durante la maniobra se esperan rachas fuertes de viento, los prácticos a menudo prefieren tener un remolcador adicional

⁴⁵ Daan den Braber, un práctico ya retirado del puerto de Rotterdam y asesor de *Kotug*, declara que se necesitan siempre tres o cuatro remolcadores *tractor Voith* de 30 tons de *bollard pull* para asistir a los grandes buques *car carriers* en el puerto de Bremerhaven (uno por cada banda de popa, y uno o dos por la proa), mientras que un remolcador potente de 78 tons de *bollard pull* tirando en la dirección correcta puede producir las mismas fuerzas transversales que dos remolcadores independientes situados en cada costado, por lo que se ahorra el coste de dos remolcadores (Coles, 1999, pp. 281-282).

preparado para intervenir. Sin embargo, la reserva de potencia de la que dispone el remolcador *Rotor Tug* hace que no sea necesario, e incluso si uno de los propulsores tuviese una avería, todavía tendría potencia adicional suficiente en los otros dos propulsores. Esto puede ser importante en puertos de los lugares más remotos donde las instalaciones de los reparadores pueden estar a una distancia de varios días de navegación;

- La capacidad del remolcador para mantenerse en dique seco en posición vertical y estable sobre los refuerzos de protección de las hélices “*struts*” le permite utilizar diques secos mucho más pequeños de lo que se podría esperar por su calado (Coles, 1999, p. 282) y;
- La principal desventaja puede ser su mayor coste de adquisición respecto a los remolcadores *tractor-Z* o *ASD* al disponer de un sistema propulsor y maquinilla de remolque adicionales. Además, tendrá unos costes operativos y de mantenimiento superiores durante su vida útil.

Este concepto de remolcador da como resultado un remolcador muy versátil, con gran flexibilidad y capacidad para responder rápidamente a cualquier variación en los requisitos de maniobra, fácil de controlar y muy seguro.

4.4.3 ANÁLISIS HIDRODINÁMICO

Una vez asumidas las ventajas que puede proporcionar el remolcador *Rotor Tug*, con el objetivo de garantizar la fiabilidad y viabilidad del proyecto, tuvieron que analizarse en profundidad algunas cuestiones, principalmente en las siguientes materias (Kooren, Quadvlieg and Aalbers, 2000, pp. 73-75):

- Efecto de las tres hélices acimutales trabajando próximas unas de otras;
- Estabilidad de rumbo y;
- Capacidades para prestar asistencias portuarias y de remolque de escolta.

4.4.3.1 Interacción entre las hélices

La operación de tres hélices acimutales trabajando muy cerca una de otra origina una serie de interferencias que se ven incrementadas si tenemos en cuenta que deben trabajar bajo el casco de un remolcador. En este caso, se trata de un remolcador que tiene una manga relativamente importante, una ventaja para la estabilidad transversal y, por tanto, para las capacidades de escolta, tanto en el método directo como indirecto de asistencia, ya que el ángulo de escora del remolcador es uno de los principales factores que limitan sus capacidades de escolta. Sin

embargo, un manga grande supone una serie de retos respecto a la resistencia del buque, la velocidad (Lisagor, Donia and Reynolds, 2007) y la estabilidad de rumbo, pues los buques con una relación eslora/manga pequeña tienen una tendencia natural a tener poca estabilidad de rumbo. No obstante, las fuerzas de gobierno del remolcador deben ser lo suficientemente importantes para contrarrestar cualquier guiñada no deseada y poder mantener un rumbo estable. Por otra parte, esta manga grande origina una gran resistencia a las olas, particularmente a altas velocidades (el remolcador genera olas de gran altura), aunque es una circunstancia que se produce en todos los remolcadores.

Para aumentar la separación entre las hélices y evitar que se produzcan interacciones entre ellas, en la fase de construcción las hélices se sitúan en la parte de más a proa y popa posible⁴⁶.

Desde el punto de vista de la resistencia, las líneas del casco deberían estar alineadas lo máximo posible con la dirección del flujo de agua para evitar la separación del fluido y posibles cavitaciones.

4.4.3.2 Estabilidad de rumbo

La retirada del quillón típico de los remolcadores tipo *tractor* hacía suponer, en un principio, que este remolcador presentaría una estabilidad de rumbo pobre, aunque la instalación de una hélice acimutal en una tobera en su lugar también supone la generación de ciertas fuerzas transversales.

Resulta interesante la comparación que se hace en la figura 4.67 entre las fuerzas transversales generadas por la nueva hélice acimutal instalada a popa en el remolcador *Rotor Tug* y las fuerzas generadas por un quillón típico pasivo de un remolcador tipo *tractor* para un ángulo de ataque entre 0° y 50° (Kooren, Quadvlieg and Aalbers, 2000, p. 75). De este gráfico se deduce que para los mayores ángulos de ataque o deriva, la fuerza transversal generada por la hélice acimutal es menor que la fuerza hidrodinámica transversal generada por el quillón situado en la línea de crujía y a popa. Sin embargo, para los ángulos más pequeños de deriva (muy importantes para la estabilidad de rumbo) las fuerzas transversales generadas por la hélice y quillón son muy parecidas, por lo que se deduce que el remolcador *Rotor Tug* presenta una estabilidad de rumbo suficiente, que se confirmó en la realidad.

⁴⁶ En el diseño original de remolcador *Rotor Tug* (eslora total 31,63 m y manga 12 m) propuesto en la ITS de 2000 había una separación entre las hélices de proa y la de popa de aproximadamente 12 m, es decir, solamente 5,5 veces el diámetro de las mismas que podría suponer una disminución de la eficiencia del empuje del 45% cuando estaban en línea una con otra. Algunos estudios demostraron que ya con una separación entre las hélices de 20 veces el diámetro de las mismas, se producen importantes interacciones unas con otras (Nienhuis, 1992, pp. 97-98). No obstante, como las tres hélices estaban situadas en el plano horizontal adoptando una forma triangular, un pequeño ajuste de la alineación de las mismas supuso una mejora y optimización del *bollard pull*.

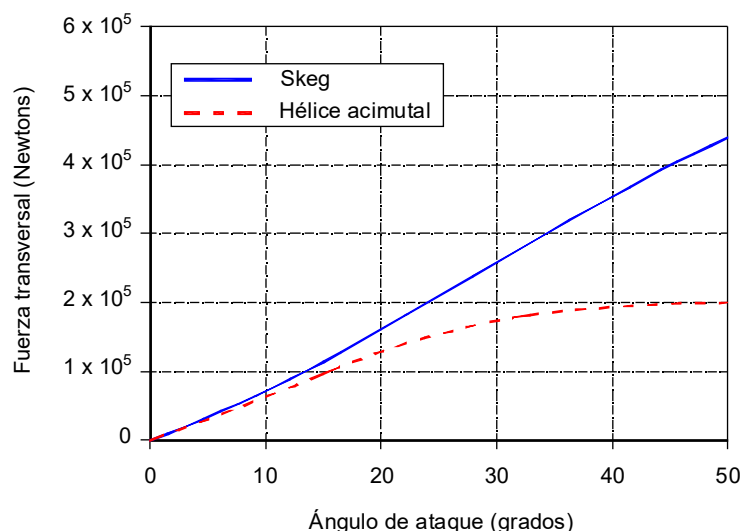


Figura 4.67 Comparación de las fuerzas transversales generadas por la hélice acimutal de popa de un remolcador Rotor Tug y el quillón de un remolcador tipo tractor (Kooren, Quadvlieg, and Aalbers, 2000, p. 75). Dibujo: Santiago I. Baniela.

En las maniobras de las asistencias portuarias, el remolcador se emplea la mayor parte del tiempo como si se tratase de un remolcador *tractor*, es decir, empleando únicamente las dos hélices de proa y trabajando con su popa hacia el buque asistido “*stern first*”, ya sea con el método empujar-tirar o con un remolque en línea por la proa o por la popa. No obstante, también pueden utilizarse otras combinaciones, utilizando por ejemplo una hélice de proa y la de popa, en cuyo caso actuaría de forma similar a un remolcador *Ship Docking Module*⁴⁷ (SDM).

4.4.3.3 Capacidades para prestar asistencias portuarias y de remolque de escolta

En las pruebas de modelo en canales de ensayo quedó demostrado que, además de ser un excelente remolcador portuario por su maniobrabilidad y *bollard pull*, también podía emplearse como remolcador de escolta de forma eficiente, trabajando tanto sobre el punto de remolque de proa como sobre el de popa y con los métodos directo e indirecto de asistencia en ambos casos, dando lugar a un remolcador versátil con una ventaja estratégica en relación al resto de remolcadores de escolta (Kooren, Quadvlieg and Aalbers, 2000, p. 75).

En los remolcadores *tractor*, la situación del punto de remolque y del sistema de propulsión hacen que, durante la maniobra de escolta, el cabo de remolque trabaje sobre su popa,

⁴⁷ Se trata de un remolcador portuario surgido en la década de los 90 y dotado de dos hélices acimutales dispuestas diagonalmente una de la otra (para impedir que los filetes líquidos de las mismas interfieran entre sí) y que las formas de su casco a proa y popa son muy similares, lo que en terminología anglosajona se denomina “*double-ended ship*”. Al tener unos costados rectos y unas formas a proa y popa redondeadas y con muy pocos finos, pueden aplicar su potencia máxima sobre un área grande del buque asistido sin necesidad de aplicar fuertes cargas repentinas concentradas sobre un área muy pequeña. Las defensas tienen un área grande de contacto lo que, junto con las formas de proa y popa, le permiten al remolcador mantener su posición sobre el casco del buque asistido y rotar hacia una nueva posición sin perder el contacto con el mismo, es decir, necesitan menos tiempo para reposicionarse y, en consecuencia, aumenta el tiempo de asistencia efectiva al buque.

desplazándose con su popa hacia el buque escoltado “*skeg first*”, por lo que con olas relativamente grandes puede embarcar agua en la cubierta de popa, lo que dificulta la eficiencia y seguridad de la maniobra. En estos casos, el remolcador *Rotor Tug* puede invertir la dirección del desplazamiento y efectuar la operación de escolta sobre su proa, tal y como lo hacen los remolcadores *ASD*, es decir, con la proa hacia el buque escoltado “*bow first*” por lo que se reducen las posibilidades del embarque de agua en cubierta debido al mayor francobordo que disponen en esta cabeza.

Tal y como veremos a la hora de estudiar los distintos métodos de asistencia de este remolcador, la utilización de tres hélices acimutales empleando el método directo de asistencia genera grandes fuerzas sobre la línea de remolque, lo que supone disponer de un mayor número de posiciones de equilibrio durante las asistencias al no ser estrictamente necesario emplear el método indirecto puro de asistencia. Esta circunstancia permite al capitán del remolcador (según su experiencia, preferencias y condiciones meteorológicas) tener la posibilidad de elegir la situación de equilibrio que considere más adecuada durante la escolta.

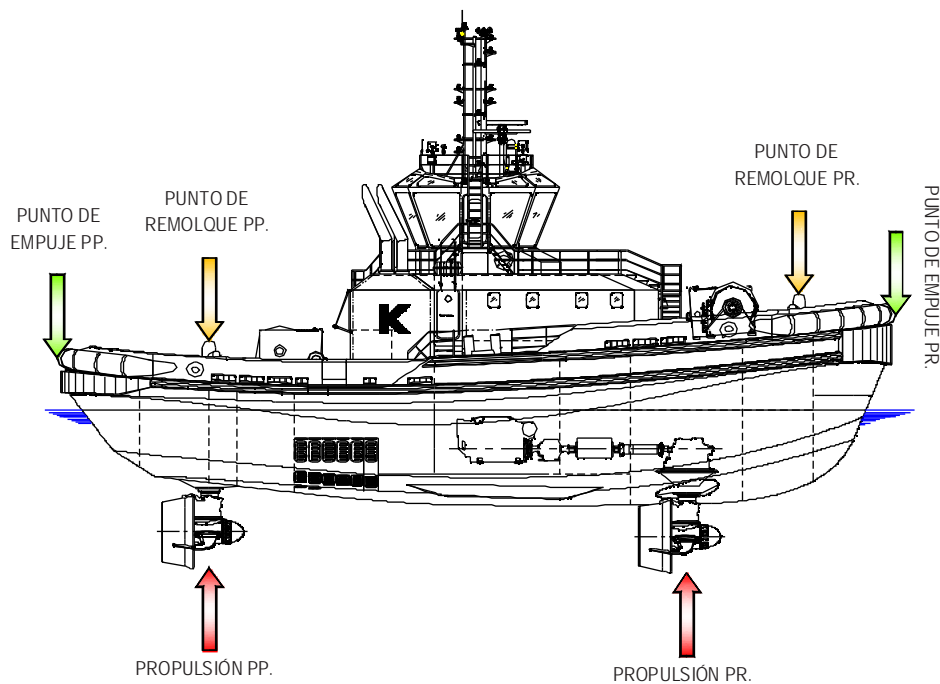


Figura 4.68 Vista lateral del ART Tug serie 80-32 (“RT Emotion”) donde se pueden apreciar la ubicación de los puntos de remolque, de empuje y de propulsión tanto a proa como a popa. Fuente: Shipyard Damen, The Netherlands. Dibujo: Santiago I. Baniela.

Esta libertad de elección entre las diferentes posiciones de equilibrio es una ventaja importante, especialmente cuando se realiza la escolta con el método indirecto de asistencia en condiciones meteorológicas adversas, donde por razones de seguridad, no se puede alcanzar el ángulo máximo de escora, lo que origina que el diagrama de asistencia de escolta del remolcador

empleando el método indirecto sufra una degradación importante, por lo que si el remolcador puede generar la misma intensidad de fuerzas con el método directo o una combinación de ambos, supone una gran ventaja operativa y de seguridad.

Debido a la manga relativamente grande del *Rotor Tug*, éste puede disponer de un desplazamiento importante con relativamente poca eslora, por lo que tiene suficiente desplazamiento y altura metacéntrica para contrarrestar los grandes momentos escorantes que se producen durante las asistencias, especialmente en la escolta (Lisagor, Donia and Reynolds, 2008. p. 25). Además, la posición de los puntos de remolque situados en los extremos de proa y popa hacen que se comporte muy bien en las situaciones peligrosas en las que la línea de remolque trabaja en las proximidades del través, al pivotar a lo largo del radio de la línea de remolque hasta situarse alineado con el remolque.

4.4.4 LA PRIMERA PROPUESTA DE DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN REMOLCADOR DE ESCOLTA *ROTOR TUG* VERSÁTIL

Después de su introducción en el 1999, en 2002 se desarrollaron y refinaron nuevos diseños de remolcador *Rotor Tug*, donde uno de los cambios más importantes fue la variación de la posición longitudinal de la hélice de popa y el punto de remolque de popa hasta situarse más juntos, ya que, si el punto de remolque se ubica exactamente sobre la hélice acimutal de popa, el remolcador es más adecuado para asistir a los grandes buques y dispone de características de maniobrabilidad destacadas.

Por aquel entonces, las demandas del mercado impulsaron la necesidad de diseñar remolcadores más potentes que los existentes en ese momento por lo que en 2005, *Kooren Shipbuilding & Trading B.V. (KST B.V.)* con la colaboración de la empresa de ingeniería canadiense *Robert Allan Ltd.* diseñaron una “nueva generación” de remolcador de escolta “*Escort-class Rotor Tug*” de alta eficiencia (Lisagor, Donia and Reynolds, 2007). Los principales factores que condujeron al desarrollo de remolcadores relativamente potentes (*bollard pull* entre 80-120 tons) fueron los siguientes:

- La asistencia a grandes buques con gran obra muerta (portacontenedores, *LNG*, *VLCCs*, *ro-ro*, petroleros, ferris, etc.);
- La reducción de costes derivados de las asistencias de los remolcadores, empleando un número menor de éstos para la misma operación (menos tripulación, menor mantenimiento, etc.) y;
- La capacidad de aplicar fuerzas importantes al buque asistido durante las operaciones de escolta, remolques de altura y asistencias u operaciones de salvamento, las cuales dependen en gran medida del tamaño y potencia del remolcador.

No obstante, estos potentes remolcadores y por tanto caros, pueden ser rentables en aquellas situaciones en las que se exija versatilidad, utilizando su potencia y tamaño con la máxima eficiencia para que el tiempo de inactividad se reduzca al mínimo imprescindible.

4.4.4.1 Requisitos establecidos por el armador

La nueva generación de grandes portacontenedores y el rápido incremento en el número de buques *LNG* exigían remolcadores más potentes, con mayor maniobrabilidad y con un *bollard pull* necesario para las operaciones portuarias de entre 80-100 tons a bajas velocidades, características que podía cumplir el remolcador *Rotor Tug*, especialmente en puertos con zonas restringidas.

Por otra parte, los remolcadores que asisten a los buques petroleros y gaseros también deben ser capaces de escoltarles generando una fuerza de gobierno de hasta 140-150 tons a 10 nudos, pero por aquel entonces, ningún remolcador *Rotor Tug* podía cumplir estos requisitos de escolta, por lo que *KST B.V.* solicitó el diseño de un nuevo remolcador *Rotor Tug* multipropósito que combinase las siguientes capacidades (Lisagor, Donia and Reynolds, 2008, p. 22):

- Asistencias portuarias y de escolta en zonas confinadas a buques *VLCC*, *LNG*, grandes *bulk carrier* y la última generación de portacontenedores;
- Asistencia de escolta de grandes petroleros y buques *LNG* a través de pasos restringidos y en mar abierto;
- Remolque de altura y;
- Capacidades de lucha contra incendios y contra la contaminación.

Estas operaciones tan variadas precisan de características diferentes por parte del remolcador, y de hecho algunas suponen una situación de compromiso entre ellas, especialmente la capacidad de asistencias portuarias a bajas velocidades y de operación de escolta a altas velocidades. Por esta razón, el nuevo diseño, que contaría con una disposición de las tres hélices acimutales en forma de triángulo isósceles para garantizar una buena capacidad de asistencia a bajas velocidades y maniobrabilidad, tenía los siguientes objetivos y restricciones (Lisagor, Donia and Reynolds, 2008. pp. 22-24):

- Eslora de aproximadamente 35 m (máximo 38 m) y un calado de 7,3 m (para ser válido para las operaciones portuarias);
- Generación de una fuerza de gobierno de como mínimo 140 tons a 10 nudos;
- *Bollard pull* de 100 tons;
- Velocidad mínima a marcha libre de 14 nudos;
- Velocidad transversal de aproximadamente 6 nudos;
- Capacidades de lucha contra incendios y contra la contaminación y;

- Buen comportamiento en la mar con olas de hasta 5 m de altura significativa⁴⁸.

Para cumplir con los requisitos del armador (conflictivas en algunas ocasiones), los diseñadores tuvieron que hacer frente a situaciones de compromiso.

✓ **Asistencias portuarias**

Las asistencias a los buques en zonas portuarias o restringidas exigen por parte del remolcador una alta maniobrabilidad, capacidad para generar fuerzas tirando de la línea de remolque o empujando a través de sus defensas sobre el buque asistido, dos puntos y maquinillas de remolque (a proa y a popa) y capacidad para realizar operaciones a bajas velocidades (de 2 a 4 nudos) combinadas con un alto empuje.

Las características necesarias de maniobrabilidad se alcanzan gracias a la disposición de las tres hélices del remolcador *Rotor Tug* en forma de triángulo isósceles, que permite aplicar el empuje de forma omnidireccional y no es necesario que el remolcador se oriente en la dirección de aplicación de las fuerzas. El remolcador puede generar fuerzas de gobierno transversales al buque asistido incluso en canales o pasos estrechos gracias al método conocido como “*rotoring*” en el cual el remolcador se sitúa en una posición que, a menudo, no sobrepasa la manga del buque asistido y genera empuje en casi cualquier dirección sin afectar el ángulo de deriva del mismo, aunque para conseguir la máxima efectividad, es necesario un casco con unos apéndices y una superficie lateral mínimos.

✓ **Remolque de escolta**

Para obtener un buen rendimiento, un remolcador de escolta necesita disponer de una velocidad elevada, buen comportamiento en la mar, generación de las máximas fuerzas de gobierno con los métodos indirectos, capacidad para generar altas fuerzas de frenado y mucha estabilidad⁴⁹.

La necesidad de generar fuerzas de gobierno entre 130-150 tons a 10 nudos y las limitaciones impuestas en el tamaño y potencia del remolcador para ser eficiente en las asistencias portuarias, obligan a que estas fuerzas de gobierno tengan que generarse como una combinación del empuje generado por el sistema de propulsión y las fuerzas hidrodinámicas del agua incidiendo sobre el casco (componente principal en el método indirecto de asistencia) para lo cual es necesario disponer de la máxima superficie de obra viva posible (perjudicial para las asistencias portuarias).

⁴⁸ Definida como la altura media del tercio de olas más altas registrado en un determinado periodo.

⁴⁹ Las pruebas de mar efectuadas con el remolcador “*RT Magic*” en 1999 demostraron que este remolcador podía realizar operaciones de escolta con el método indirecto de asistencia a altas velocidades, aunque las capacidades de un remolcador de este tamaño no eran suficientes para competir con los remolcadores específicos de escolta.

Los puntos de remolque deben estar situados lo más bajo posible y, en sentido longitudinal, deberían estar a una distancia de entre $0,15-0,20 \times LWL$ desde las cabezas (Lisagor, Donia and Reynolds, 2008, p. 26). A su vez, la posición ideal del punto de remolque de popa es exactamente en la vertical de la hélice acimutal de popa (Allan, Barber and Van Kasteren, 2012, pp. 156-157).

✓ Remolque de altura

Para que un remolcador pueda efectuar el remolque de altura en condiciones de seguridad necesita disponer de capacidad para generar el empuje necesario de forma constante, especialmente en mar abierto, buen comportamiento en la mar en una amplia gama de condiciones, zonas de la cubierta seguras para resguardo de la tripulación y dispositivos de remolque fiables, resistentes y duraderos.

4.4.4.2 Las soluciones propuestas para alcanzar el remolcador versátil

Aunque con frecuencia algunos de los requisitos operacionales descritos anteriormente son incompatibles, a través de un elaborado proceso de cálculos y pruebas se pudo alcanzar un diseño de remolcador *Rotor Tug* versátil y válido para cumplir, de forma eficiente, con todos estos requisitos y que tiene las siguientes características⁵⁰:

- **Casco con una proa y popa muy similares “double-ended hull”**

La necesidad de disponer de un casco válido para efectuar las maniobras de escolta y remolques de altura demanda un casco con una forma que le permita trabajar con la misma eficiencia en ambas direcciones. De este modo, se alcanzan grandes fuerzas de gobierno operando con la popa hacia el buque escoltado y las velocidades navegando de proa “*bow first*” y de popa “*stern first*” son muy similares.

- **“Sponsons”**

Los “*sponsons*” (ensanchamientos del casco a partir de la línea de flotación y hasta el trancanil) mejoran la estabilidad cuando se aplican las fuerzas transversales durante las operaciones de escolta, mantienen una menor superficie en la flotación, incrementan la relación eslora/manga, importante para conseguir altas velocidades y se produce una reducción importante de los movimientos de balance y aceleraciones en mar abierto.

⁵⁰ La forma del casco incorporaba una serie de características que ya habían sido implementadas de forma exitosas en otros remolcadores diseñados por *Robert Allan Ltd.* y posteriormente perfeccionadas.

- **Bulbo de proa “*bulbous bow*”**

El requisito de alcanzar una velocidad alta con una eslora relativamente reducida impuso la necesidad de instalar un bulbo a proa, con el objetivo de aumentar la superficie sumergida del casco y reducir la resistencia al avance.

- **Quillón “*skeg*”**

Una de las principales características de este diseño de remolcador *Rotor Tug* es el quillón, instalado a popa. En los remolcadores *tractor Voith* y *tractor-Z* el quillón contribuye de forma determinante a la generación de fuerzas de gobierno, sin embargo, los requisitos para las asistencias portuarias a bajas velocidades (método “*rotoring*”) y las operaciones de escolta se contradicen, de tal modo que en las primeras se necesita un quillón con una superficie mínima y en las segundas uno con una superficie máxima. Además, la instalación de la hélice acimutal de popa también determina el punto de instalación del quillón, que debe situarse en el limitado espacio comprendido entre el extremo de popa del remolcador y la propia hélice, por lo que tras analizar una serie de alternativas, se optó por la instalación de un quillón retráctil en sentido vertical⁵¹.

- **Geometría de la superficie del casco**

Tanto en proa como en popa se instalan cuadernas en forma de “V” para proporcionar unos finos que mejoren el comportamiento del remolcador en la mar y reducir el embarque de agua en cubierta (además, en situaciones de mala mar, la proa elevada y afinada incrementa la velocidad).

Por otra parte, el hecho de disponer de unos finos muy pronunciados a popa crea una extensión física del quillón cuando el remolcador está completamente cargado (Lisagor, Donia and Reynolds, 2007).

- **Estructuras de protección**

También se diseñaron dos estructuras de apoyo verticales a modo de apéndices “*struts*”, una a proa y otra a popa que sirven de protección de las hélices y puntos de apoyo cuando el remolcador entra en dique seco.

- **Guía de remolque “*towing staple*”**

Para minimizar las fuerzas de escora y mejorar la capacidad de generación de fuerzas de gobierno, se propuso una guía de remolque “*escort/towing staple*” con forma de “A”, con una ranura grande en sentido transversal situada en la parte baja y sobre la que puede trabajar el

⁵¹ Junto con el quillón, también se experimentó la posibilidad de instalar una aleta “*flap*” anexa al propio quillón por la cara de proa, pero los resultados demostraron que no producía los efectos esperados, por lo que fue descartada.

cabo de remolque a lo ancho de la propia guía para maniobras de remolque portuario o de escolta. Además, en la parte superior central dispone de una pequeña guía a modo de gatera pensada para ser empleada en caso de remolque de altura para lo que se emplearía un cable de acero (Lisagor, Donia and Reynolds, 2007). Se estima que esta disposición extrema del guía-cabos genera unas 30 tons adicionales de fuerza de gobierno.

4.4.4.3 Pruebas de modelo

Debido a los numerosos, y a veces contradictorios, retos de diseño a los que se enfrentaba el diseño de remolcador versátil propuesto, en 2006 se realizaron una serie de pruebas de modelos en las instalaciones de *FORCE Technology* en Copenhague⁵² con el objetivo de comprobar el funcionamiento de las soluciones técnicas propuestas y verificar el comportamiento general del remolcador. Los ensayos realizados fueron las siguientes:

- Pruebas en aguas tranquilas para determinar las características de la relación velocidad/potencia del casco navegando con la proa y popa hacia el mar, y en operaciones transversales;
- Cálculos de *bollard pull*;
- Cálculo de la resistencia adicional creada por los apéndices (quillón y estructura de protección de las hélices de proa);
- Maniobras de asistencia con los métodos indirectos de remolque de escolta, con la proa y con la popa hacia el buque escoltado;
- Maniobras de asistencia portuaria con el método “*rotoring*” para definir las máximas fuerzas de gobierno a bajas velocidades navegando con la proa hacia el mar, y;
- Análisis del comportamiento en la mar para definir la pérdida de velocidad, aceleraciones y efectos del embarque de agua en cubierta.

Basándose en los resultados de las pruebas anteriores, se fijaron y confirmaron las siguientes propuestas de diseño:

- **Forma del casco con la proa y popa muy similares:** buen comportamiento en navegación y durante el remolque, superando el requisito establecido de los 14 nudos tanto navegando de proa como de popa, y se estimó una velocidad transversal de aproximadamente 6 nudos.
- **Configuración del quillón:** el quillón retráctil en sentido vertical con un área lateral reducida permite solventar la situación de compromiso que se produce entre las

⁵² El programa de las pruebas, desarrolladas en un tanque de dimensiones 240 m x 12 m x 5,4 m, estuvo dirigido por Kim Henriksen, responsable de proyectos en *FORCE Technology* y por Alan Reynolds, presidente de *Offshore Research Ltd.* en representación de *Robert Allan Ltd.*

asistencias portuarias y el remolque de escolta, de tal forma que en las asistencias portuarias se repliega para incrementar la maniobrabilidad y la velocidad lateral del remolcador, y se despliega cuando se aplican los métodos indirectos de escolta a altas velocidades para aumentar la superficie lateral de la obra viva.

- **Quillón/hélice de popa:** la combinación para generar fuerzas de gobierno entre el quillón retráctil pasivo y la hélice de popa activa (en lugar de únicamente el quillón pasivo) generaron fuerzas más altas de lo previsto y, además, esta combinación permite reducir el tamaño del quillón aproximadamente un 50-60% respecto a uno de un remolcador tipo *tractor* de las mismas dimensiones.
- **Estructuras de protección “struts”:** la instalación de estas estructuras a proa y a popa aumentan la resistencia general del remolcador, lo que supone una reducción de su velocidad, pero como la velocidad máxima se alcanza fácilmente, estos apéndices se mantienen ya que sirven de elementos de protección de las hélices y puntos de apoyo al remolcador al entrar en dique seco.
- **Punto de remolque de popa o guía de remolque:** Se situó a $0,225 \times LWL$ desde la perpendicular de popa, ya que en esta posición el control del remolcador es estable durante las operaciones de escolta y se genera la máxima fuerza de gobierno con los métodos indirectos de asistencia. Además, es la posición más próxima a la hélice de popa y por tanto la mejor posición para las maniobras empleando el método “*rotoring*”.
- **Comportamiento en la mar y velocidad:** se confirmaron todas las predicciones de los diseñadores y armadores navegando en ambas direcciones y en mar abierto, fundamental para el remolque de altura.
- **Capacidades de generación de fuerzas de gobierno de escolta:** se midieron fuerzas de hasta 165 tons de acuerdo a los criterios de estabilidad para remolcadores de escolta del DNV (Lisagor, Donia and Reynolds, 2008, pp. 27-29).

4.4.5 LA ALIANZA ENTRE *ROTORTUG BV* Y *ROBERT ALLAN LTD.* PARA EL DISEÑO Y CONTRUCCIÓN DE REMOLCADORES *ROTOR TUG*

Después de trabajar conjuntamente en algunos de los mayores proyectos de diseño, en 2012 *Robert Allan Ltd.* y *KST BV* (ahora *Rotortug BV*, diferenciado del operador de remolque *Kotug*) llegaron a un acuerdo de colaboración por medio del cual *Robert Allan Ltd.* se convertía en el diseñador exclusivo de toda la flota mundial de remolcadores *Rotor Tug*. Este contrato incorporaba a la cartera de *Rotor Tug* la enorme experiencia adquirida por *Robert Allan Ltd.* después de haber diseñado gran parte de los mayores remolcadores portuarios y de escolta *tractor Voith* y *tractor-Z* de todo el mundo. En particular, la mezcla del estilo y combinación de

la forma del casco del *RAstar*⁵³ con el *Rotor Tug* (tres propulsores) dio lugar al diseño de remolcador *Advanced Rotor Tug (ART)* que se aplicó a una serie de remolcadores de escolta muy eficientes surgidos al amparo de este acuerdo de cooperación. Sin embargo, el primer remolcador diseñado con la denominación *ART* se había desarrollado en 2005 (antes de firmar el mencionado acuerdo) y el objetivo era diseñar un remolcador lo suficientemente grande para realizar el remolque de escolta en los mayores puertos y con la maniobrabilidad necesaria para poder prestar asistencias portuarias a la nueva generación de buques portacontenedores gigantes. El diseño *ART 100-37 (bollard pull 100 tons; eslora 37 m)* fue ampliamente probado mediante modelos a escala y sus capacidades de escolta superiores sorprendieron a todas las partes involucradas.



Figura 4.69 Remolcador de escolta *Rotor Tug* diseño *ART 100-37* con bulbo a proa (Allan, 2014a, p. 24).

El siguiente proyecto más grande fue el diseño de una serie de remolcadores versátiles y multipropósito de 85 tons de *bollard pull* y 35 m de eslora (*ART 85-35*) para prestar el remolque de escolta y asistencias portuarias a los grandes *bulk carriers* que accedían al puerto de Port

⁵³ La denominación *RAstar* es una distinción reservada para los remolcadores *ASD* de alta eficiencia y mucha potencia dedicados al remolque de escolta y operaciones *offshore*, que cuentan con un casco con los *sponsons* diseñados exclusivamente por *Robert Allan Ltd.* los cuales demostraron, en pruebas con modelos y a escala real, que mejoraban las capacidades del remolcador en el remolque de escolta y su comportamiento en la mar. Con ellos, los movimientos de balance y las aceleraciones son menos de la mitad de un remolcador estándar del mismo tamaño de costado verticales “*wall-sided hulls*”. Las series de remolcadores *RAstar* se clasifican aproximadamente de acuerdo a su eslora (por ejemplo, el *RAstar 3400* tiene una eslora de 34 m), de tal forma que en cada casco se pueden instalar motores de un determinado rango de potencias según las necesidades operacionales. Por esta razón, puede haber variaciones en la manga para una misma eslora.

Hedland, en Australia Occidental, a través de los grandes y largos canales⁵⁴ (Allan, Barber and Van Kasteren, 2012, p. 155). Este diseño también fue ampliamente probado con modelos para verificar que se podían cumplir los requerimientos operacionales demandados. Como parte del proceso, se examinaron las ventajas del *Rotor Tug* con dos hélices acimutales a proa (estilo *tractor*) y una a popa, y también con dos hélices acimutales a popa (estilo *ASD*) y una a proa conocido como *Reverse Rotor Tug (RRT)*, y los resultados revelaron que ambas configuraciones podían ser válidas, dependiendo de la función llamada a desempeñar en particular. Finalmente, para este proyecto también se decantaron por el *Rotor Tug* convencional (dos hélices acimutales a proa y una a popa) ya que el concepto *RRT* vería muy limitadas sus capacidades por la gran inmersión de la estampa de popa con el consecuente aumento de resistencia (Allan, Barber and Van Kasteren, 2012, p. 160).

Con la firma del acuerdo de diseño exclusivo con *Robert Allan Ltd.* se iniciaron una serie de cambios en el diseño del remolcador *Rotor Tug* relacionados con el refinamiento de la forma del casco, particularmente incorporando las formas usadas en la serie *AVT (Advanced Voith Tractor)*⁵⁵ de alta eficiencia de *Robert Allan Ltd.* y la serie *RAstar* de remolcadores de escolta *ASD*. El diseño original de remolcador *Rotor Tug* estaba basado en las formas de los cascos de los remolcadores *Faust Tractor Tugs* construidos en EE.UU. (probablemente a principios de los 90) y comprados por *Kotug* para trabajar en puertos europeos, es decir, remolcadores muy simples pero con unas formas bastante efectivas que se fundamentaban en una construcción de la obra viva con forma de “V”, con los dos costados rectos unidos en la quilla con un ángulo agudo, lo que en terminología anglosajona se conoce como “*single chine shapes*”. Los beneficios de las formas del casco único con “*sponsons*” desarrollado por *Robert Allan Ltd.* quedaron demostrados en pruebas efectuadas con modelos y a escala real al proporcionar más estabilidad, mejor comportamiento en la mar y capacidades de escolta muy superiores respecto a cualquier diseño con los costados verticales “*wall-sided*”. Posteriormente se efectuaron más investigaciones respecto a la forma óptima del casco examinando, especialmente, las ventajas de la construcción en “V” respecto a la construcción tipo plana, con dos planchas a diferente inclinación a lo largo de toda la eslora del remolcador hasta la estampa de popa, conocido en terminología anglosajona como “*double chine*”.

⁵⁴ Las Autoridades Portuarias locales, después del siniestro del *bulk carrier “Iron King”* en julio de 2008 decidieron emplear remolcadores con capacidades para prestar asistencia de escolta hasta una distancia de 10 millas del puerto (con una velocidad elevada, buena estabilidad y capacidad para generar grandes fuerzas de escolta en canales restringidos) y al mismo tiempo poder emplearse en las operaciones portuarias de atraque y desatraque en un puerto muy restringido, de ahí que se decantasen por el remolcador *Rotor Tug* como el más versátil y eficiente para acometer ambas operaciones.

⁵⁵ La denominación *AVT* se refiere a los remolcadores *tractor Voith* diseñados por *Robert Allan Ltd.* que se dedican a asistencias portuarias o de remolque de escolta y que tienen unos cascos con *sponsons* similares a los remolcadores *ASD* de la clase *RAstar* (aplicados por primera vez en los remolcadores *tractor Voith “Ajax”* y “*Velox*”). Estos remolcadores se clasifican de acuerdo a su eslora, y permiten instalar motores de un gran rango de potencias acuerdo a las necesidades operacionales.

Un hecho interesante en la historia del diseño de los remolcadores *Rotor Tug* se produjo en el 2005 cuando, para mejorar la potencia y capacidades de sus antiguos remolcadores *tractor Voith*, *Foss Maritime* incorporó el sistema triple de propulsión a través de la instalación de una hélice acimutal a popa. Esta configuración, denominada “*Tractor-Plus*” y cubierta por la patente de *Rotor Tug*, demostró ser muy eficaz pues a través de una reconversión, se mejoraban las capacidades y se alargaba la vida útil de los remolcadores más antiguos y menos potentes.



Figura 4.70 Remolcador ART 80-32 “SD Tempest” construido por los Astilleros Damen antes de su entrega.
Fuente: <http://www.polandatsea.com>

En marzo de 2013 se encargaron los primeros cuatro remolcadores ART 80-32 diseñados al amparo del acuerdo exclusivo firmado entre *Rotortug BV* y *Robert Allan Ltd*. El grupo de astilleros *Damen* de Holanda construyeron dos versiones “híbridas” de este remolcador y *Cheoy Lee Shipyards* de Hong Kong dos remolcadores con sistemas de propulsión totalmente diésel. En la figura 4.71 se incluyen los planos de la distribución general de un remolcador ART 80-32 (80 tons de *bollard pull* y 32 m de eslora) de perfil y en planta de la cubierta principal.

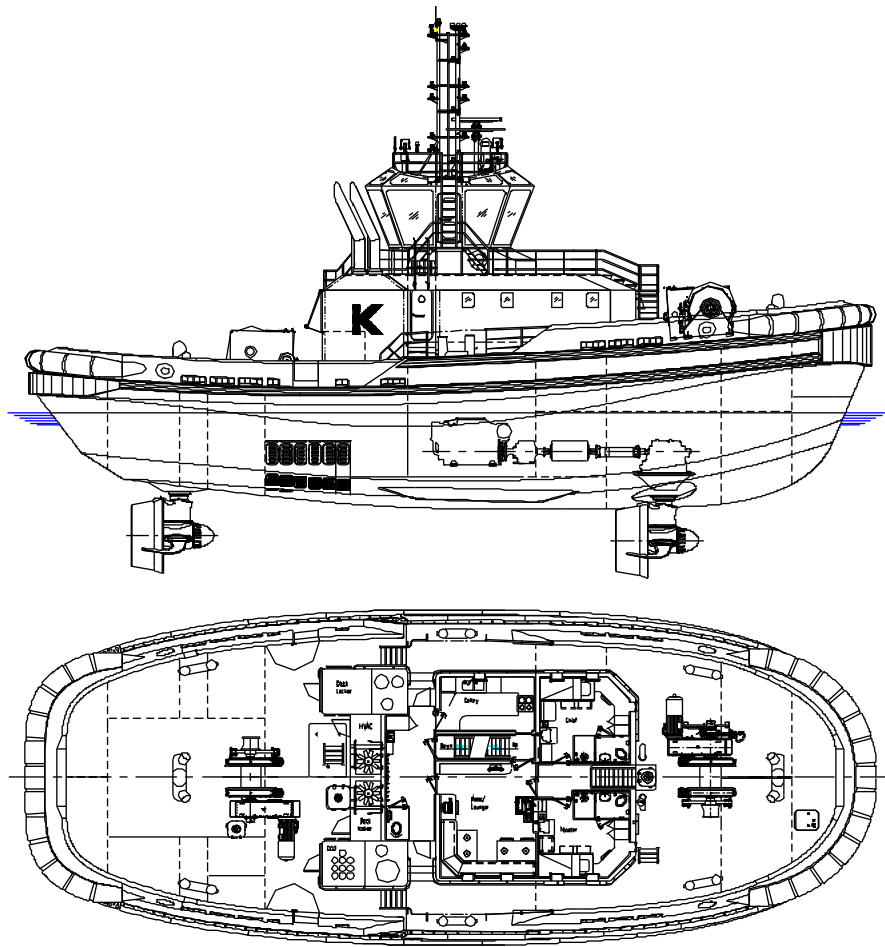


Figura 4.71 Planos de perfil (arriba) y en planta de la cubierta principal (abajo) del remolcador Rotor Tug diseño ART 80-32 (Allan, 2014a, p. 27). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Al mismo tiempo que se trabajaba en los diferentes diseños, también se analizaron diseños personalizados para satisfacer requisitos muy específicos de los diferentes operadores, entre los que se incluían grandes proyectos de remolque de escolta y de operaciones *offshore* con remolcadores muy grandes y potentes (eslora entre 40-50 m y *bollard pull* de hasta 125 tons). Por tanto, el empleo de remolcadores de la clase *ART* como remolcadores de escolta merece especial atención pues las pruebas de modelos y análisis realizados en enero de 2014 con diseños de 37 m y 35 m de eslora indicaban que, en igualdad de condiciones, las capacidades de escolta del *Rotor Tug* eran definitivamente superiores a cualquier remolcador estándar de escolta, *tractor Voith* o *ASD* (Allan, 2014a, p. 26). Aunque ningún tipo de remolcador puede considerarse como el ideal para realizar todas las operaciones y en todos los lugares, cuando se comparan la eficiencia y capacidades de los diseños versátiles *ART* (que cuentan con capacidades de remolque escolta y de asistencia portuaria mejoradas) con respecto a los diseños de remolcadores más convencionales *tractor Voith* y *ASD*, surgen ciertas dudas sobre si compensa seguir invirtiendo en éstos últimos.

4.4.6 EL QUILLÓN RETRÁCTIL

Como se ha ido analizando a lo largo de esta Tesis, los tres tipos de remolcadores que representan el estado del arte y que se consideran válidos para efectuar el remolque de escolta y/o prestar asistencias en puerto son el *ASD*, *tractor Voith*⁵⁶ y el *Rotor Tug*.

Durante la maniobra de escolta, los remolcadores pueden emplear los métodos directo o indirecto de asistencia, pero en función del diseño y del tipo de remolcador, estos métodos se pueden ejecutar sobre la proa y/o popa del mismo. A este respecto, mencionar algunos de los inconvenientes generales que presentan estos remolcadores durante las asistencias:

- El remolcador *ASD* presenta una superficie lateral del casco bastante grande, lo que resulta una desventaja en lo que a su forma se refiere porque el CPL está demasiado desplazado hacia popa (resulta más difícil conseguir las fuerzas laterales con ayuda de las hélices) de ahí que haya sido necesario sobredimensionar su quilla de cajón “*box keel*” hacia proa para desplazar hacia esa cabeza el CPL.
- El remolcador *tractor Voith* ve limitada su maniobrabilidad como consecuencia de la gran superficie lateral de su obra viva.
- El remolcador *Rotor Tug* tiene una superficie lateral del casco relativamente pequeña comparada con los otros diseños de remolcadores.

Los remolcadores considerados hasta entonces como estado del arte estaban equipados normalmente con un quillón fijo “*skeg*” (*tractor Voith*) o una quilla de cajón “*box keel*” (*ASD*) o similar que permite incrementar la superficie lateral de su obra viva con el objetivo de conseguir mayores fuerzas de gobierno con el método indirecto de asistencia, pero el gran inconveniente de estos apéndices fijos es que limitan la maniobrabilidad y aumentan el tiempo de respuesta del remolcador. Por esta razón, los remolcadores de escolta con estos grandes apéndices fijos ven limitadas sus capacidades durante sus operaciones en las zonas portuarias.

La invención (patentada en 2012) e instalación de al menos un quillón retráctil “*retractable skeg*” a popa en el *Rotor Tug* tiene como objetivo dotar al remolcador de mayor maniobrabilidad y eficiencia en el remolque de escolta altas velocidades que los remolcadores existentes considerados como estado del arte en ese momento (Kooren, 2012). Por tanto, su finalidad es proporcionar al remolcador la posibilidad de disponer de una superficie lateral de obra viva mayor mientras opera con los métodos indirectos de asistencia y poder reducir el tiempo de repuesta a la hora de generar fuerzas de gobierno en el buque escoltado, a la vez que mantiene una excelente capacidad de maniobra en todo el rango de velocidades, especialmente

⁵⁶ Aunque el remolcador *tractor-Z* es una opción viable, tras el estudio de la literatura del mundo del remolque de escolta se llega a la conclusión de que su construcción está en franco retroceso, de tal modo que, a día de hoy, el abanico de remolcadores de escolta eficientes queda reducido a los remolcadores *ASD*, *tractor Voith* y *Rotor Tug*.

durante las asistencias portuarias a bajas velocidades. De esta forma, permite combinar perfectamente las cualidades contradictorias que se requieren en las asistencias portuarias y en el remolque de escolta, consiguiendo un remolcador versátil y “universal” con un excelente rendimiento en ambos tipos de asistencia.

El quillón puede construirse en forma de caja “*box shaped*” o en forma de plancha “*plate shaped*” permitiendo, una vez que está desplegado, incrementar temporalmente la superficie lateral de la obra viva del remolcador y, por tanto, aumentar la resistencia lateral hidrodinámica, que se traduce en mayores fuerzas de gobierno y frenado o disminución de arrancada transmitidas al buque escoltado a través del cabo de remolque. El quillón y sus elementos tendrán que soportar fuerzas hidrodinámicas importantes (entre 50 y 100 tons o más en sentido transversal) relacionadas con las altas velocidades a las que se ejecutan los métodos dinámicos de asistencia. De la misma forma, cuando el remolcador se encuentra en navegación libre, la posibilidad de replegar el quillón permite disponer de una menor resistencia hidrodinámica al avance al disminuir la superficie mojada de la obra viva, ganando velocidad y reduciendo el consumo de combustible.

Otra ventaja es que al instalar el quillón retráctil lo más cerca posible del punto de remolque de popa, el CPL se desplaza en esta dirección de tal modo que se aumenta el brazo de palanca lateral de los sistemas de propulsión de proa y se reduce la potencia necesaria para mantener la posición relativa más efectiva, de ahí que, en términos generales, aumente la efectividad del remolcador. Además, cuando el quillón está replegado total o parcialmente, el remolcador aumenta su maniobrabilidad (se reduce la superficie mojada del casco) y se reduce el tiempo de respuesta a la hora de aplicar fuerzas de gobierno con métodos de remolque indirectos.

Para poder disponer del quillón a voluntad se necesita, como mínimo, un brazo que genere la fuerza de accionamiento necesaria para el movimiento vertical del quillón, extendiéndose o replegándose, al menos parcialmente, desde o hacia el interior del casco del remolcador y/o desplazándose por el interior de una especie de carcasa del quillón. Además, el quillón tiene que poder replegarse cuando el remolcador está desplazándose o interviniendo con el buque escoltado.

El sistema de accionamiento del quillón puede constar de uno, dos o múltiples brazos los cuales, en función de las especificaciones de diseño, pueden ser telescópicos, fijos o móviles con el objetivo de reducir el espacio ocupado por toda la estructura del quillón. Estos brazos pueden estar accionados a través de un sistema hidráulico, neumático, eléctrico, por un motor de combustión o una combinación de estos.

El quillón está diseñado para que ocupe el mínimo espacio posible entre la cubierta y el fondo del remolcador ya que la altura disponible entre la estructura del quillón una vez replegado y la cubierta principal puede verse limitada como consecuencia de las especificaciones generales de diseño del remolcador. Estas especificaciones incluyen la estructura reforzada que debe

disponer el remolcador para soportar las fuerzas importantes que actúan sobre los puntos de remolque. Además, los remolcadores necesitan una zona de trabajo amplia en las proximidades del punto de remolque (en el caso del *Rotor Tug*, a proa y a popa) para poder ejecutar, con la máxima seguridad, las maniobras de tomar y largar el remolque, de tal forma que cualquier estructura que se extienda por encima de la cubierta principal en sus proximidades, reduce de forma considerable la zona disponible de trabajo.

Otro criterio de diseño para la implementación exitosa del quillón retráctil es el tiempo que necesita para extenderse o replegarse, que debe ser entre 5 y 10 segundos durante las operaciones de remolque con el método indirecto, situación en la que fuerzas laterales incidiendo sobre el quillón son importantes. Si el sistema no está provisto de dispositivos de sellado adecuados, durante la extensión y repliegue del quillón desde o hacia el interior del casco se pueden producir filtraciones de agua hacia el interior que disminuirían su eficiencia. No obstante, como un sistema de estanqueidad conformado por sellos adecuados resulta costoso, su instalación es complicada y son propensos a las fugas, como alternativa se puede diseñar de forma combinada un eje/compartimento húmedo “*wetted shaft*” y un quillón estanco “*closed skeg*” (que además genera una cierta flotabilidad), aunque en caso de entrada de agua en el quillón, la fuerza necesaria para moverlo se incrementa de forma considerable. El inconveniente que presenta el quillón estanco es que, por su construcción, no hay espacio suficiente para alojar el brazo de accionamiento vertical del quillón, circunstancia que puede evitarse con la construcción de una columna vertical que discurre por el interior de la estructura del quillón, dentro de la cual se deslizaría el brazo de accionamiento, reduciendo el volumen de agua alojada en el interior del mismo en caso de entradas de agua indeseables.

En los extremos de proa y popa del quillón pueden instalarse unos refuerzos verticales “*struts*” que se extienden verticalmente desde el casco y hacia abajo, formando las guías por las cuales se desliza el quillón y que además de elementos protectores del quillón y del casco, sirven de punto de apoyo cuando el remolcador entra en dique seco.

El quillón retráctil también puede incluir unos apéndices auxiliares a modo de aletas “*flaps*” que se extienden desde el extremo inferior y/o desde los laterales. Estas aletas pueden ser rígidas o, al menos en parte, flexibles y/o acopladas al quillón a través de dispositivos móviles, y pueden aumentar aún más la superficie lateral sumergida del remolcador y la resistencia lateral hidrodinámica. La función que adicionalmente se pretende conseguir con estos apéndices auxiliares es forzar la orientación del flujo que incide sobre el quillón dificultando que pase de una cara activa a una cara pasiva, incrementando consecuentemente la diferencia de presiones, y generando por tanto una fuerza mayor. No obstante, en los estudios llevados a cabo a la hora de optar o no por aletas en el quillón, se concluyó que los beneficios que aportaba su incorporación no eran suficientes, de ahí que este dispositivo fuera suprimido inicialmente de los prototipos (Lisagor, Donia and Reynolds, 2008, p. 29).

4.5 PROTOTIPOS DE REMOLCADORES DE ESCOLTA DE ÚLTIMA GENERACIÓN CON PROPULSIÓN A PROA Y POPA

Para terminar este capítulo se analizan a continuación dos tipos de remolcadores de última generación cuyos prototipos contemplan de modo muy fundamentado la posibilidad de que puedan actuar como remolcadores de escolta. Es por esta razón por la que, analizando la tarea de escolta en esta investigación, nos hemos decidido a incluir brevemente ambos remolcadores (acompañando abundantes fuentes bibliográficas a las que el lector puede acudir fácilmente), aunque dada la evidente novedad de estos diseños, se considera muy arriesgado decantarnos por cualquier de ellos a la hora de la propuesta que se formulará finalmente y que constituye el fundamento de esta Tesis.

4.5.1 EL REMOLCADOR *EDDY*

4.5.1.1 Introducción

Tal y como vimos en el segundo capítulo de esta Tesis, con el paso de los años el tamaño de los buques asistidos ha ido aumentando por lo que el papel y la actuación de los remolcadores ha cambiado desde las operaciones puras de remolque de altura hasta las maniobras de asistencia portuarias y de escolta, lo que trajo y trae como consecuencia la necesidad de emplear remolcadores más potentes y con mayor capacidad de maniobra. Por otra parte, la mayor conciencia de la sociedad respecto a la seguridad y al medio ambiente, junto con las presiones económicas del mercado marítimo, han obligado a la industria del remolque a redefinir los objetivos y conceptos asociados al remolque. Por esta razón, en 2008 la consultoría *Baldo Dielen Associates Ltd.* decidió enfrentarse a estos nuevos retos y determinó que, basándose en los conceptos y diseños existentes, era imposible desarrollar un remolcador que pudiese cumplir con las nuevas expectativas generadas, por lo que optó por redefinir completamente el concepto de remolcador (conocido hasta el momento con una proa y una popa de forma análoga a los demás buques) y cuyo resultado fue el remolcador conocido como *EDDY*, acrónimo anglosajón de *Efficient Double-Ended Dynamic* (Maritime Journal, 2012b).

Como hemos dicho anteriormente, este original remolcador fue diseñado para satisfacer simultáneamente los mayores requisitos exigidos en cuanto a seguridad, capacidad de maniobra, medio ambiente y economía, y aunque normalmente una mejora relacionada con estos conceptos supone un mayor coste constructivo, no ocurre lo mismo con el remolcador *EDDY*, pues además de ser un remolcador relativamente económico en la etapa de construcción, también puede operarse de forma económica ya que durante su funcionamiento, y sin la necesidad de emplear sistemas de propulsión complejos, el consumo de combustible y

emisiones son relativamente bajas. Además, también puede estar equipado con sistemas de propulsión *LNG* o híbridos que reducen todavía más los costes operacionales y las emisiones perjudiciales a la atmósfera (Dielen and Van Grujthuijsen 2012, pp. 193-195).

4.5.1.2 El primer remolcador de la clase *EDDY*: El “*Eddy 1*”

El concepto de remolcador *EDDY* fue establecido en 2008 por Baldo Dielen y desde ese momento se sometió a multitud de pruebas de puesta a punto con el objetivo de que le permitiesen afrontar con garantías suficientes los retos a los que lo sometería el mercado del remolque. Fue en la *ITS* de 2012 celebrada en Barcelona cuando finalmente se introdujo el concepto de remolcador *EDDY*, donde después de 4 años de desarrollo y pruebas de modelos⁵⁷, se describieron las características principales de este remolcador, incluyendo las opciones de propulsión y maniobrabilidad.

En 2013, después de un elaborado proceso de diseño realizado en las propias instalaciones de *EDDY Tug B.V.*, el astillero *Holland Shipyards BV* en Hardinxveld-Giessendam (tras asociarse con la empresa *EDDY Tug B.V.*) se encargó de construir en tan solo 9 meses el primer remolcador *EDDY* de la historia, que marcó un avance significativo en el remolque marítimo al incorporar una serie de características muy peculiares. Se trata del remolcador multipropósito híbrido “*Eddy 1*” cuya primera variante se denominó *EDDY 30-65*, válido para efectuar el remolque de escolta, asistencias portuarias, pequeños remolques de altura y servir como embarcación de práctico y que fue botado el 5 de mayo de 2014 con la ayuda de dos grúas flotantes de la empresa *Bonn & Mees* (eslora total 30,30 m, manga 13,40 m y *bollard pull* de 65 tons). Durante las pruebas de mar empleando los dos propulsores desarrolló una velocidad máxima de 14 nudos, si solamente utilizaba uno de sus motores alcanzaba los 12 nudos y si empleaba el sistema híbrido unos 9,5 nudos. Fue clasificado por *Bureau Veritas* con la notación *BV 1+HULL+ MACH, Escort Tug, AUT-UMS Unrestricted Navigation* (Tugs Towing & Offshore Newsletter, 2014, p. 7).

El remolcador incorpora un sistema de propulsión híbrido consistente en dos hélices acimutales del fabricante *Schottel* (modelo *SRP3000PTI*) ubicadas en cada cabeza del remolcador y equipadas con sendos motores eléctricos de 460 kW cada una, dos motores del fabricante *Mitsubishi S16R* con una potencia unitaria de 1.610 kW y dos generadores *Scania DI 16* de 568 kW. También dispone de una maquinilla de remolque eléctrica con dos tambores de estiba del fabricante *Kraaijeveld BV* con una capacidad de frenado de 175 tons en la primera fila de estiba y un tiro de 30 tons a una velocidad de 9 metros/minuto. La combinación de todas estas

⁵⁷ Durante esos 4 años de desarrollo, el *feedback* proporcionado por los mayores expertos del mundo del remolque dio como resultado un concepto nuevo de remolcador lo suficientemente desarrollado para permitir su viabilidad y lanzamiento al mercado.

características junto con un casco eficiente diseñado hidrodinámicamente y la instalación de las hélices acimutales en la línea de crujía (una en cada cabeza) supuso un incremento de las capacidades, seguridad y economía del remolcador que resultan de interés para todos los operadores.



Figura 4.72 Remolcador “Eddy 1” durante las operaciones de puesta a flote (Gaston, 2014).

El remolcador fue presentado durante la *ITS* celebrada en Hamburgo entre los días 16 y 20 de junio de 2014 (Dielen and Van Gruijthuisen, 2014, pp. 121-123). Posteriormente, durante los meses de septiembre y octubre de 2014 y antes de entrar en funcionamiento de forma efectiva en Bremerhaven, el “*Eddy 1*” efectuó una serie de pruebas de mar en los puertos de Rotterdam e Ijmuiden. La compañía de remolque *SMIT* se encargó de realizar 12 pruebas en Rotterdam durante un periodo de 4 días en las cuales el remolcador realizó diferentes maniobras de asistencia a buques (atraque, desatraque y asistencias por proa y popa⁵⁸), consiguió desarrollar 65 tons de *bollard pull* sin excesivas dificultades, registró una velocidad máxima de 13,5 nudos y podía aplicar fuerzas de tiro “*pull*” y empuje “*push*” en todas las direcciones y en cualquier momento sin necesidad de cambiar su posición.

En Ijmuiden, un puerto con unas características muy diferentes a las de Rotterdam, el operador *Iskes Towage and Salvage* se centró durante un periodo de 4 días en las operaciones de atraque y de tiro-empuje “*push-pull*”. Se demostró que el control del remolcador era muy intuitivo y facilitaba que los capitanes se hiciesen con el control del mismo después de unas pocas horas de adiestramiento, en lugar de emplear semanas como es lo habitual.

⁵⁸ Durante las asistencias por la proa y por la popa a un buque con velocidad, se obtuvieron fuerzas sobre la línea de remolque que duplicaban el *bollard pull* del remolcador.

Finalmente, el “*Eddy I*” empezó a operar en noviembre de 2014 en el puerto de Bremerhaven, como parte de la flota del operador alemán *URAG*. A pesar de la experiencia adquirida en los puertos de Rotterdam e IJmuiden, el puerto de Bremerhaven, con una intensidad de corriente que puede llegar a los 6 nudos, curvas estrechas y un espacio de maniobra limitado, supuso una serie de nuevos retos para este primer diseño de remolcador *EDDY* que fueron superados de forma exitosa. Además, como también tiene que efectuar tránsitos relativamente largos hasta Bremen, el sistema híbrido de propulsión le proporciona un ahorro de combustible importante. Posteriormente, y durante los dos primeros años de funcionamiento, estuvo operando en puertos como Hamburgo, Willemstad (Curazao) y Maracaibo, para lo cual tuvo que efectuar una navegación transoceánica y en la que efectuó un consumo muy eficiente, navegando a una velocidad media de 9,2 nudos para recorrer las 5.200 millas que separan Rotterdam de Curazao (Dielen and Gruijthuijsen, 2016, pp. 263-264).

4.5.1.3 Características



Figura 4.73. Dibujo del remolcador *EDDY* en el que se aprecia la situación de los dos puntos de remolque (Maritime Journal, 2012b).

El remolcador *EDDY* se basa en un concepto avanzado y revolucionario (pero al mismo tiempo de fácil construcción) que tiene las siguientes características:

- Un casco diseñado con forma de doble terminación, es decir, con dos cabezas de trabajo con las mismas capacidades y con el punto de remolque situado entre las dos hélices acimutales, las cuales se encuentran situadas en la línea de crujía y cada una en una cabeza del remolcador (Tugs Towing & Offshore Newsletter, 2014, p. 7);

- Un quillón central profundo que proporciona una buena estabilidad de rumbo y un incremento importante de la tensión en la línea de remolque cuando utiliza los métodos indirectos de asistencia al aumentar la superficie lateral de la obra viva (Dielen and Van Gruijthuijsen, 2012, p. 194);
- Un casco con unas cabezas muy afinadas y con un alto francobordo que origina un excelente comportamiento en la mar (tanto en navegación libre como durante las asistencias) y reduce considerablemente los balances y pantocazos. De esta forma mejora el confort de la tripulación, reduce las tensiones en el casco y maquinaria y es posible mantener una velocidad determinada empleando la mínima potencia, incluso en condiciones de mar adversas;
- Aunque el casco presenta unas formas suavizadas bajo la línea de flotación para reducir el consumo de combustible durante el tránsito, en la cubierta tiene una manga importante, especialmente alrededor de los puntos de remolque, de tal modo que a medida que escora, el remolcador aumenta su manga en la flotación y por tanto la estabilidad (la altura metacéntrica GM es función directa de la manga en la flotación);
- Está diseñado para que el extremo exterior de la cubierta (trancanil) permanezca por encima de la línea de agua hasta los 16° de escora y las salas de máquinas no se vean inundadas hasta los 70° de escora;
- Cuenta con una cubierta de trabajo espaciosa sobre la que se instala una maquinilla de remolque con dos tambores y dos guías reforzadas “*towing staples*” alineadas longitudinalmente y que constituyen los verdaderos puntos de remolque desde donde la línea de remolque se dirige directamente hacia el buque. La guía de remolque situada hacia la medianía de la eslora se utiliza en las asistencias portuarias, y la otra se utiliza para el remolque de escolta con los métodos indirectos de asistencia (en la cubierta de la cabeza opuesta se instala el molinete de las anclas);
- Las dos cabezas pueden considerarse como la proa ya que el remolcador se comporta muy bien navegando en las dos direcciones y en condiciones meteorológicas adversas. Para deshacer la ambigüedad se considera que, cuando está en navegación, la proa es la cabeza delantera en el sentido de la marcha mientras que la popa es la cabeza opuesta. Cuando el remolcador está parado, y por tanto ninguna de las dos cabezas se considera como la proa o la popa, se conocen como “la cabeza de la maquinilla de remolque” y “la cabeza del molinete del ancla”.
- La distribución de la presión idéntica que se produce a lo largo de la eslora (gracias al flujo de agua simétrico y sin turbulencias alrededor del casco), la forma relativamente plana del casco y la superficie reducida de obra viva originan una baja resistencia al avance;



Figura 4.74 Remolcador “Eddy 1” en navegación. Fuente: <http://www.shipspotting.com>



Figura 4.75 Remolcador “Eddy 1” evolucionando donde en primer plano se observa la cabeza de la maquinilla de remolque. Fuente: <http://www.shipspotting.com>

- El diseño de la obra viva, con ausencia de grandes pendientes, cantos vivos o pronunciados también contribuye a una menor resistencia al avance y facilita un flujo de agua sin interferencias hacia y desde las hélices;
- Las hélices acimutales están separadas longitudinalmente más de 20 m lo que reduce las posibles interferencias creadas entre ambas, se aumenta su eficiencia y se reducen las vibraciones a bordo;
- La dirección de navegación más eficiente en cuanto al consumo de combustible para velocidades de hasta 12 nudos es navegar con “la cabeza de la maquinilla de remolque”

hacia el mar “*winch first*” por su baja resistencia al avance (en esta condición, incluso puede utilizar solamente una de sus hélices a su carga óptima de trabajo);

- Es capaz de generar grandes fuerzas de tiro y empuje en cualquier dirección y de forma inmediata. Cuando asiste a un buque con velocidad, también puede generar fuerzas dinámicas altas sobre la línea de remolque (hasta duplicar su *bollard pull*) navegando en las dos direcciones, de tal modo que la seguridad del buque asistido está garantizada en todo momento (Tugs Towing & Offshore Newsletter, 2014, p. 1);
- La distribución de la acomodación en una única cubierta con una caída vertical de la superestructura hacia el centro de al menos 35° ofrece el máximo espacio y claridad cuando trabaja en las proximidades de los buques con finos muy pronunciados (Tugs Towing & Offshore Newsletter, 2014, pp. 3-4);
- Dispone de un amplio espacio disponible bajo la cubierta y una distribución de pesos de fácil control que ofrece una gran flexibilidad en la selección del sistema de propulsión;
- Las chimeneas de los motores están dispuestas alineadas en sentido transversal para asegurarle al capitán una visibilidad óptima en los 360° desde el puesto de gobierno;
- Además de operar con costes operativos reducidos, requiere una inversión de capital inicial baja comparado con otros remolcadores de potencia equivalente (gracias a simplificar los conceptos operativos y de diseño, instalando menos componentes y una cantidad de acero menor) y;
- En general, el remolcador integra todos los requisitos de seguridad, capacidad de maniobra, economía y emisiones a la atmósfera, por lo que resulta válido tanto para las asistencias portuarias⁵⁹ como para el remolque de escolta.

4.5.1.4 El control del remolcador

Tras efectuar una serie de ensayos de modelos autopulsados a diferentes escalas en las que participaron un número importante de capitanes de remolcadores europeos y americanos, ingenieros navales y armadores, la conclusión más relevante fue que todos los participantes, incluidos los más inexpertos, eran capaces de efectuar ya el primer día de adiestramiento, una amplia variedad de maniobras (métodos indirectos de asistencia, atraques, desatraques y desplazamientos laterales).

El remolcador se gobierna a través de un control individualizado para cada hélice acimutal de forma totalmente intuitiva e independiente de la dirección de desplazamiento, lo que simplifica el periodo de adiestramiento de los operadores e incrementa la seguridad. Por tanto, los

⁵⁹ Incluso puede utilizarse como embarcación de práctico o embarcación auxiliar para el embarque y desembarque de la tripulación gracias a su capacidad para desplazarse lateralmente hasta una velocidad de 12 nudos.

principios básicos de maniobra pueden ser los siguientes (Dielen and Van Gruijthuijsen, 2012, p. 196):

- Girar la hélice de proa a Er. para desplazar la proa a Er;
- Girar la hélice de popa a Er. para desplazar la popa a Er;
- Girar ambas hélices 90° respecto a la línea de crujía a Br. o a Er. para generar un desplazamiento lateral a Br. o a Er. y;
- Girar ambas hélices en dirección opuesta para hacer evolucionar al remolcador en torno a su propia eslora.

Aunque lógicamente pueden efectuarse más maniobras que las enumeradas (propulsión omnidireccional), los conceptos básicos de operación son básicamente los mismos. De hecho, algunas maniobras que podrían considerarse especialmente difíciles como hacer firme el remolque por la proa de un buque con velocidad o utilizar el método indirecto de asistencia, se demostró que con este remolcador son relativamente simples y seguras. Por tanto, se trata de remolcadores efectivos para prestar asistencias en zonas portuarias por su excelente capacidad de maniobra y también para la asistencia de escolta, superando incluso la eficiencia de muchos remolcadores genuinos de escolta de mayor tamaño.

4.5.1.5 Capacidades del remolcador

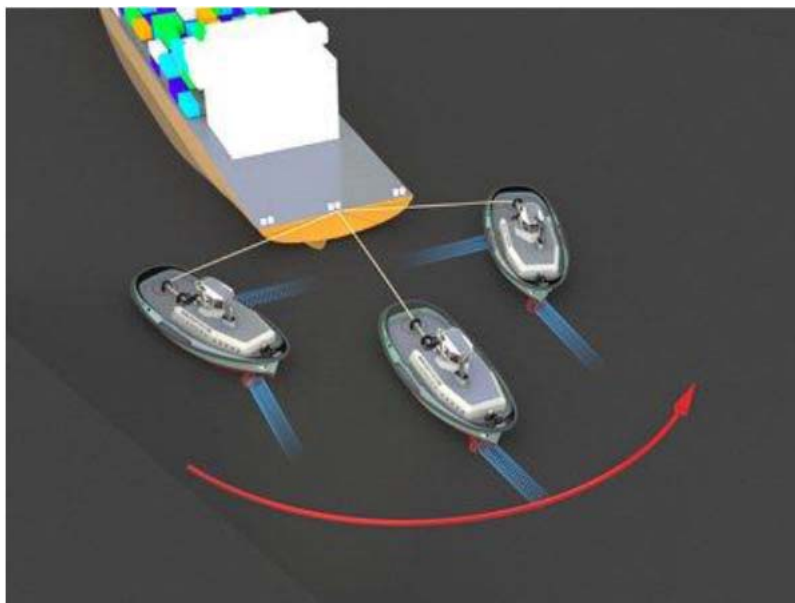


Figura 4.76 Remolcador EDDY empleando el método indirecto de escolta, pasando de un costado a otro del buque (Tugs Towing & Offshore Newsletter, 2014, p. 4).

En la actualidad, una parte importante de la flota mundial de remolcadores son ASD, que aunque disponen de una gran versatilidad y capacidad de maniobra, algunos autores consideran que no

son tan eficientes cuando se utilizan como remolcadores de proa como lo son los remolcadores tipo *tractor*⁶⁰. De hecho, algunos accidentes relativamente recientes como el del remolcador ASD “*Fairplay 22*”⁶¹ demuestran que se trata de remolcadores que, cuando son utilizados por la proa, pueden dar lugar a situaciones peligrosas con resultados catastróficos.

Debido a la baja resistencia al avance que presenta el remolcador *EDDY*, cuando opera como remolcador de proa, la hélice acimutal de proa (en el sentido del avance) puede utilizarse para la propulsión y gobierno del remolcador mientras que la hélice de popa estaría preparada para tirar sobre la línea de remolque en la dirección solicitada. Además, para aumentar la fuerza sobre la línea de remolque, el remolcador puede aumentar el ángulo de ataque o deriva respecto al flujo de agua sin poner en peligro su seguridad, hasta superar una tensión del 150% del *bollard pull* y sin necesidad de modificar mucho su situación respecto al buque.

En la figura 4.76 se representa a un remolcador *EDDY* empleando el método indirecto de escolta por la popa de un buque con velocidad en la que, en función de las circunstancias, puede utilizar una o las dos hélices, en cuyo caso se utilizan para tirar sobre el remolque y situar al remolcador en la mejor posición relativa respecto al flujo de agua. Se comprobó experimentalmente que en esta situación un remolcador de tan solo 60 tons de *bollard pull* puede generar una tensión sobre el remolque superior a 130 tons. A bajas velocidades, como remolcador de popa también puede generar altas fuerzas sobre el remolque debido a que la hélice de proa puede orientar todo su empuje en el sentido opuesto a la dirección de la marcha del remolque (Dielen and Van Gruijthuisen, 2012, p. 197).

En caso de que se produzca una caída de planta “*blackout*” asistiendo a un buque con velocidad, la situación del punto de remolque y el CPL hacen que el remolcador gire y pivote en torno al radio de la línea de remolque hasta situarse en una posición de seguridad por la popa del buque.

⁶⁰ Los remolcadores ASD, cuando actúan como remolcador de proa con un remolque en línea, navegan marcha atrás (recordemos que tienen el punto de remolque principal a proa) y como el francobordo a popa no es tan elevado como a proa, provoca que embarque mucha agua en cubierta, especialmente en condiciones meteorológicas adversas.

⁶¹ El 11 de noviembre de 2010 el remolcador ASD “*Fairplay 22*” de bandera alemana construido entre 1996 y 1997 en los astilleros *Construcciones Navales Santodomingo* en Vigo (potencia total de 3.292 kW, *bollard pull* de 55 tons y velocidad de 12 nudos) volcó quedando “quilla al sol” en Hoek van Holland mientras intentaba dar el remolque por la amura de estribor del buque *Ro-Pax “Stena Britannica”* (navegando de popa) en condiciones meteorológicas adversas para asistirle durante su tránsito y atraque a muelle, con el resultado de dos tripulantes fallecidos, uno gravemente herido y otro ileso. Para la maniobra, se acordó que el “*Fairplay 22*” tomase el cabo de remolque por la amura de estribor mientras que el “*Fairplay III*” lo haría por la aleta de estribor a una velocidad de 7 nudos. Para evitar que el “*Fairplay 22*” se viese empujado contra el buque por el costado de estribor (barlovento), el remolcador se situó por el costado de babor (sotavento). En los intentos para tomar el remolque se acercó demasiado a las proximidades de la proa del buque de tal forma que el bulbo de proa golpeó la parte de proa del remolcador (más voluminosa) provocándole el vuelco. Como no se llegó a hundir completamente, posteriormente fue trasladado hasta el puerto, donde fue reflotado. Las investigaciones realizadas a posteriori concluyeron que las principales causas del accidente fueron la elevada velocidad sobre el agua y la interacción hidrodinámica entre las proas de ambos buques. Durante el transcurso de esta investigación se produjo otro incidente similar: el 13 de enero de 2011 mientras el remolcador convencional de doble hélice “*Smit Polen*” estaba intentando dar el remolque por la proa de un buque portacontenedores, colisionó con el bulbo de proa del buque y se vio empujado por el mismo, aunque en este caso, afortunadamente y a diferencia del “*Fairplay 22*”, el “*Smit Polen*” fue capaz recuperar su posición sin mayores consecuencias (Maritime Journal, 2012a).

La ubicación de los dos propulsores alineados en la línea de crujía y el hecho de contar con una superestructura con una inclinación mínima de 35° respecto a los costados, hace que se reduzca al mínimo la posibilidad de contacto acero-acero con el buque asistido cuando trabaja bajo los finos de proa y popa de los buques modernos, tal y como se aprecia en la figura 4.77.



Figura 4.77 Detalle del remolcador “Eddy I” trabajando en las proximidades de los finos de popa de un buque. Fuente: <http://www.shipspotting.com>

En la maniobra de asistencia para generar fuerzas de gobierno y/o frenado sobre el buque asistido a su paso por canales o pasos muy estrechos, existen dos opciones posibles a la hora de hacer firme el remolque:

- Utilizar dos líneas de remolque que pasan al interior del buque a través de las guías situadas en las esquinas de la estampa de popa (más efectiva), tal y como se representa en la figura 4.78 o;
- Utilizar una única línea de remolque que pasa al interior del buque a través de la guía tipo panamá instalada en la línea de crujía de la estampa de popa.

En esta maniobra, la hélice acimutal de proa se puede utilizar para generar tensión sobre el remolque y la hélice de popa para aumentar el ángulo de ataque del remolcador respecto al flujo de agua e incrementar la tensión sobre el remolque, de tal forma que, en su conjunto, se efectúa una maniobra muy precisa y con un control bastante intuitivo del remolcador.

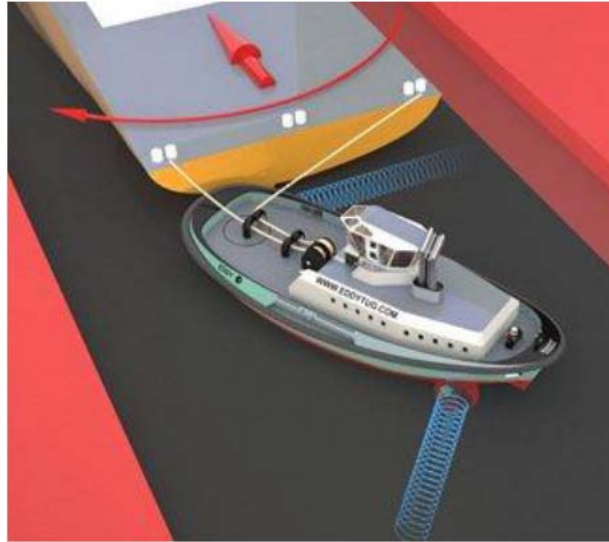


Figura 4.78 Representación de la asistencia del remolcador EDDY durante el tránsito de un buque por un paso estrecho trabajando con dos líneas de remolque (Tugs Towing & Offshore Newsletter, 2014, p. 4).

Debido a la gran capacidad de maniobra del remolcador, las operaciones de atraque y desatraque en espacios reducidos resulta muy poco compleja, incluso con viento y corriente, tal y como se representa en la figura 4.79 en la que se aprecia la dirección de la estela generada por ambas hélices.



Figura 4.79 Representación de la maniobra de atraque en un espacio reducido del remolcador EDDY (Tugs Towing & Offshore Newsletter, 2014, p. 4).

4.5.1.6 El sistema de propulsión

La elección del sistema de propulsión más adecuado para optimizar su actuación, eficiencia y seguridad respecto a las circunstancias locales del puerto o zona de operación tiene que ser evaluada como una parte integral del diseño del remolcador. Para el caso concreto del remolcador “Eddy I” a la hora de elegir el sistema de propulsión se siguieron los siguientes criterios (Dielen and Van Gruijthuijsen, 2014, p. 126):

1. Simplicidad. Evitar intervenciones especiales por parte de la tripulación durante su vida operativa y además que fuese fácil de instalar y mantener;
2. Actuación. Garantizar una operación óptima en todas las circunstancias (asistencias y navegación libre);
3. Eficiencia. Minimizar las pérdidas mecánicas acortando la longitud de los ejes y evitando la instalación de cojinetes;
4. Fiabilidad. Evitar los riesgos de caída de la planta “*blackout*”, sobrecarga de los motores o fallo del equipo electrónico con un sistema redundante;
5. Niveles de ruido y vibraciones bajos y;
6. Retorno sobre la inversión⁶² menor a 4 años.

Para cumplir estos principios básicos de eficiencia y rendimiento, que a su vez redundan automáticamente en un consumo de fuel reducido y emisiones menores, en el remolcador “*Eddy I*” se optó por un sistema híbrido diésel-directo/diésel-eléctrico. Para ello se escogieron los propulsores híbridos *SRP3000PTI* del fabricante *Schottel* por su simplicidad y fiabilidad⁶³.

En la elección de la potencia eléctrica se tuvo en cuenta, principalmente, la optimización del consumo de fuel en las situaciones de mayor consumo de energía, es decir, en tránsito y en *stand-by*. Aunque las operaciones en las que se solicita la máxima potencia consumen más cantidad de fuel por hora, generalmente suelen ser periodos de tiempo limitados, no superiores al 5% de tal forma que en casi todos los perfiles operacionales, los remolcadores emplean aproximadamente el 40% de su tiempo en la condición de *stand-by*, el 30% en tránsito a bajas velocidades (menos de 9 nudos) y el 25% restante a aproximadamente media potencia (tránsito a altas velocidades y asistencias donde no se emplee mucha potencia). Gracias a la baja resistencia al avance del casco, se produce un consumo de fuel bajo y eficiente en todas las condiciones anteriores, incluido el tránsito a altas velocidades y las operaciones de escolta.

De todo lo anterior se desprende que el uso del sistema híbrido diésel-eléctrico es suficiente para operar durante el 70% del tiempo (*stand-by* y tránsito a bajas velocidades) por lo que los motores tradicionales, a pesar de su mayor potencia, están dejando paso a otros medios de propulsión más eficientes.

El remolcador está equipado con un sistema de gestión de la potencia o *PMS* (acrónimo de la terminología anglosajona *Power Management System*) desarrollado por la empresa *Holland Ship Electric* para monitorizar y grabar todos los datos críticos de operación del sistema. De este modo, el capitán del remolcador tiene la posibilidad de comprobar desde el puesto de control,

⁶² Conocido por *ROI*, de su terminología anglosajona *Return On Investment*, el índice de retorno sobre la inversión es un indicador financiero que mide la rentabilidad de una inversión, es decir, la relación que existe entre la utilidad neta o la ganancia obtenida y la inversión.

⁶³ De hecho fue el primer remolcador en instalar estos propulsores innovadores y compactos.

con un simple vistazo, el consumo de fuel y le permite identificar las condiciones óptimas de operación. El capitán también puede elegir entre dos modos de operación: tránsito o asistencia.

Modo-tránsito

Durante el tránsito en marcha libre a velocidades de hasta 8 nudos, un único generador proporciona la potencia necesaria a los dos propulsores, incluida la potencia auxiliar para la acomodación. Para velocidades más altas y/o necesidades de potencia superiores, el segundo generador arranca en automático por lo que no se utilizan los motores diésel-directo.

Modo-asistencia

Durante las asistencias es necesario que la potencia máxima esté inmediatamente disponible, por tanto, la configuración establecida por defecto es un modo combinado donde ambos propulsores están alimentados por el sistema diésel-directo y por el motor eléctrico de tal modo que el sistema de gestión de potencia *PMS* selecciona automáticamente la carga más económica de cada motor para la potencia establecida⁶⁴.

El cambio del modo-tránsito al modo-asistencia o viceversa puede efectuarse incluso cuando el remolcador tiene velocidad. El *PMS* sincroniza las *rpm* del motor diésel-directo con la velocidad de entrada del propulsor, de tal forma que con un rápido movimiento de la palanca de control, el capitán confirma el cambio de un modo a otro.

Otros modos adicionales

El sistema *PMS* también tiene pre-instalados los siguientes modos de operación:

1. Tránsito súper-económico: se utiliza un solo generador;
2. Tránsito económico: se utilizan dos generadores;
3. Asistencia con baja potencia: se utiliza un motor diésel-directo y un generador;
4. Asistencia con media potencia: se utiliza un motor diésel-directo y dos generadores;
5. Asistencia con potencia: se utilizan dos motores diésel-directos y un generador y;
6. Asistencia con la máxima potencia; se utilizan dos motores diésel-directos y dos generadores.

4.5.1.7 Estudio comparativo entre los remolcadores *EDDY* y *ASD*

Para demostrar el rendimiento superior del remolcador de la serie *EDDY 30-65* (“*Eddy 1*”) respecto al remolcador *ASD*, se desarrolló un remolcador *ASD* denominado “*Benchmark ASD*”

⁶⁴ Mientras se utiliza la propulsión diésel-eléctrica con los generadores *Scania DI 16* se garantiza un consumo de fuel y emisiones bajos pero para reducir las emisiones de óxido de nitrógeno (*NOx*), los motores diésel están equipados con un sistema de recirculación de los gases de escape.

30” considerado como una referencia en esta clase por sus capacidades excelentes en las maniobras portuarias y de escolta con unas dimensiones y potencia idénticas a las del remolcador “*Eddy I*”⁶⁵. Las características principales de ambos remolcadores y de un remolcador *ASD* existente de 30 m de eslora se incluyen en la siguiente tabla:

	<i>EDDY</i> 30	Remolcador de referencia <i>ASD</i> 30	Remolcador existente <i>ASD</i> 30
Desplazamiento (tons)	504	750	740
Superficie mojada (m ²)	360	431	-
Calado (m)	4,75	4,78	5,00
Altura del centro de gravedad <i>VCG</i> sobre la línea de agua (m)	0,82	0,35	0,1
Altura metacéntrica transversal <i>GMt</i> (m)	2,81	2,51	1,71
Altura del punto de remolque sobre la línea de agua (m)	3,37	5,05	5,35
Coefficiente de bloque (<i>Cb</i>)	0,37	0,45	-

Figura 4.80 Comparación del remolcador de la serie EDDY 30, el remolcador de referencia ASD 30 y un ASD de 30 m de eslora existente, con las mismas dimensiones y potencia (Dielen and Van Gruijthuijsen, 2014, p. 123).

De la tabla comparativa de la figura 4.80 entre el remolcador *EDDY* 30 y el remolcador de referencia *ASD* 30 podemos destacar los siguientes aspectos en favor del *EDDY* 30 (Dielen and Van Gruijthuijsen, 2014, pp. 123-124):

1. El desplazamiento es un 33% menor;
2. La superficie mojada es un 16% menor;
3. Tiene un calado operativo menor;
4. A pesar de tener menor desplazamiento y la posición el centro de gravedad (*VCG*) más elevada (peor situación), tiene una altura metacéntrica (*GM*) mayor;
5. Tiene el punto de remolque más bajo y;
6. El coeficiente de bloque es un 17% menor.

4.5.1.7.1 La resistencia al avance

La resistencia friccional representa entre el 70% y 90% de la resistencia total del remolcador a bajas velocidades y el porcentaje restante, se corresponde con la resistencia por formación de olas y la resistencia al avance relacionada con la forma general y la distribución de la presión a lo largo del casco. Como la resistencia friccional está directamente relacionada con la superficie de obra viva, se deduce que, si la superficie mojada es un 16% menor, la resistencia del casco también es menor. Por otra parte, la distribución casi idéntica de la presión a lo largo del casco

⁶⁵ El diseño de las proas en ambos remolcadores por encima de la línea de agua eran idénticas.

del *EDDY 30*, el reducido volumen que tiene a proa (reduce la resistencia por formación de olas) y el coeficiente de bloque (*Cb*) muy inferior, también contribuyen a reducir la resistencia total.

La resistencia por formación de olas para el casco del *EDDY* tiene una importancia menor en el rango de velocidades de las operaciones habituales, aunque como en cualquier otro buque, la curva de esta resistencia se vuelve muy pronunciada en las proximidades de las velocidades máximas. Como resultado, cualquier reducción en la resistencia por formación de olas en este rango de velocidades también tiene un impacto en el consumo de combustible. Como la resistencia por formación de olas es aproximadamente igual al “*desplazamiento elevado a la cuarta potencia*”, una reducción en el desplazamiento del 33% tiene un efecto importante en la reducción de esta resistencia y por tanto mejora el consumo de combustible y actuación.

4.5.1.7.2 La estabilidad

El *EDDY 30* y el remolcador de referencia *ASD 30* tienen casi la misma estabilidad, aunque si el *EDDY 30* se compara con cualquier remolcador *ASD 30* moderno existente, el brazo adrizante máximo es un 47% más alto y con 15° de escora (ángulo típico en el que la cubierta empieza a embarcar agua) el *EDDY 30* tiene un brazo adrizante un 57% más alto. Estas diferencias en favor del *EDDY 30* todavía se ven incrementadas si consideramos los ángulos de inundación ya que el *EDDY 30* tiene todas las tuberías de escape y suspiros situadas más altas y más hacia el centro del remolcador que la mayoría de los demás remolcadores.

Los brazos escorantes también juegan un papel importante en la seguridad y capacidades del remolcador. El factor más importante cuando se calcula la curva de brazos escorantes es el brazo de palanca de la línea de remolque, definido como la distancia vertical entre el punto de remolque y la línea central de los propulsores o la posición vertical del centro de carena del casco. Las hélices en el remolcador *EDDY 30* y en el de referencia *ASD 30* tienen el mismo calado, 3 m aproximadamente, un poco menos que los remolcadores *ASD* modernos, por lo que para remolcadores de estas características y *bollard pull*, estas variaciones son pequeñas. No obstante, el centro vertical del centro de carena, y la altura del punto de remolque sí varían de forma importante: el centro de carena en el *EDDY 30* está situado 0,30 m más alto y el punto de remolque 1,70 m más bajo que en el *ASD 30*, de tal forma que ambas situaciones resultan favorables para el *EDDY 30*. Esto origina unos brazos de palancas de la línea de remolque para el *EDDY 30* y el *ASD*, cuando se tiene en cuenta el centro de las hélices, de 6,3 m y 8 m respectivamente (27% superior) y si se tiene en cuenta el centro de carena, de 4,5 m y 6,5 m (44% superior). Por tanto, aunque ambos cascos fueron desarrollados para tener prácticamente unos brazos adrizantes idénticos, el remolcador *ASD 30* no puede desarrollar las capacidades de escolta del *EDDY 30*.

4.5.1.7.3 El punto de remolque

La posición longitudinal del punto de remolque es fundamental, principalmente en las asistencias a altas velocidades. Después de multitud de pruebas de modelos, se demostró que la posición óptima y segura del punto de remolque en el *EDDY* para generar grandes fuerzas sobre la línea de remolque se situaba en línea de crujía y entre los dos propulsores, ni demasiado a proa ni demasiado a popa y que, tal y como ya se sabía, el punto de remolque secundario que algunos *ASD* tienen a popa es válido únicamente para efectuar remolques de altura debido a los riesgos de “*girting*” (además ocupan un espacio de forma innecesaria).

4.5.1.7.4 Comportamiento en la mar

Como ya hemos visto, un remolcador *ASD*, por sus propias características de operación, dispone de un mayor volumen a proa, mientras que el diseño del *EDDY* es totalmente equilibrado con un mayor volumen y peso en el centro de la eslora, que tiene un efecto positivo en la resistencia del casco, el comportamiento del remolcador en la mar y el asiento con escora.

Los remolcadores *EDDY* se comportan muy bien en la mar debido a la forma equilibrada de su casco al no tener unas cabezas con mucha manga y volumen. Algunos autores afirman que se comporta en el agua de forma similar a un pato o una canoa, es decir, no se “entierran” o “clavan” en el agua sino que más bien “bailan” sobre ella, planeando en la interfaz aire-agua con la mínima resistencia⁶⁶. Además, tiene una alta estabilidad de rumbo navegando derecho, buena estabilidad dinámica y resulta muy maniobrable.

Algunos tienen la creencia de que un remolcador es mejor cuanto mayor sea su desplazamiento, y en cierto modo es verdad para los remolcadores de altura, destinados a efectuar travesías muy largas, y para los remolcadores portuarios más tradicionales con proas voluminosas y popas de mucha manga. No obstante, el *EDDY* trabaja de forma eficaz en condiciones de mal tiempo, mantiene una tensión alta y constante sobre el remolque y dispone de un margen de estabilidad suficiente. Por tanto, no es estrictamente cierto que el remolcador con mayor desplazamiento y con el centro de gravedad más bajo tenga mejor estabilidad pues un remolcador con una baja resistencia al avance necesita poca potencia para propulsarse y le permite reservar un remanente importante de su potencia, que se puede aplicar de forma efectiva sobre la línea de remolque incrementando la capacidad del remolcador y reduciendo su escora.

⁶⁶ Hace más de mil años que los vikingos sabían que sus barcos navegaban y se comportaban mejor con una cabezas (proa y popa) afinadas, con un desplazamiento relativamente pequeño y con la carga o el lastre centrado lo máximo posible en la medianía de la eslora. En estos barcos los efectos de la estabilidad dinámica y las guiñadas estaban en perfecto equilibrio con las fuerzas generadas por el timón y las velas.

Por otra parte, un remolcador con una popa muy ancha se ve levantado por las olas cuando pasan a través de la misma mientras que un casco con unas cabezas afinadas se mueve suavemente a través del agua proporcionándole un comportamiento seguro y predecible en la mar.

4.5.1.7.5 Capacidades en la maniobra de escolta

Se demostró que el *EDDY* es capaz de generar altas fuerzas dinámicas con los métodos indirectos de escolta a altas velocidades. Además, gracias a la disposición de las hélices alineadas en la línea de crujía, el remolcador alcanza y mantiene relativamente fácil la posición de equilibrio por la popa del buque escoltado. En esta situación, la baja resistencia del casco permite que, normalmente, un solo propulsor sea suficiente para mantener la posición relativa del remolcador de forma efectiva en todo el rango de velocidades de escolta, de tal modo que el segundo propulsor está permanentemente disponible (a modo de reserva) para aumentar las fuerzas sobre la línea de remolque generando empuje en la dirección adecuada cuando la velocidad, y por tanto las fuerzas hidrodinámicas, disminuyen.

4.5.1.8 Criterios generales clave del remolcador *EDDY*

Todos los remolcadores *EDDY* son construidos teniendo en cuenta tres aspectos fundamentales: actuación, economía y seguridad (Tugs Towing & Offshore Newsletter, 2014, pp. 7-8).

Actuación

- El diseño innovador de un casco mejorado, simple y afinado hace que sea muy gobernable, marinero y con buena estabilidad de rumbo en cualquier dirección;
- La situación de las hélices acimutales en la línea de crujía, una en cada cabeza, con las líneas de transmisión de potencia desde los motores hasta las hélices discurriendo por la línea de crujía, dan lugar a un remolcador con un diseño compensado y fácil de operar;
- El comportamiento del remolcador tanto en navegación libre como en asistencias es totalmente predecible e intuitivo para cualquier capitán, ya sea experimentado o novel;
- Desarrolla una buena actuación dinámica en la maniobra de escolta y ante cualquier condición meteorológica gracias a la alta estabilidad dinámica que dispone y;
- La disposición de los propulsores acimutales le permite generar altas fuerzas de tiro y empuje en cualquier dirección por lo que se trata de un remolcador muy efectivo a proa y a popa de un buque con velocidad.

Economía

- Se trata de un remolcador que se desplaza rápidamente en cualquier dirección, con un ahorro de combustible, manteniendo una tensión constante sobre el remolque;
- Genera altas fuerzas sobre el remolque haciendo un uso eficiente de las fuerzas hidrodinámicas del agua incidiendo sobre el casco en lugar de emplear de forma frecuente la potencia de los propulsores, con un ahorro de combustible y;
- El sistema de propulsión híbrido asegura un consumo óptimo de combustible en todos los estadios de operación, posicionándose como el remolcador de referencia para los demás remolcadores híbridos del mercado.

Seguridad

- Es un remolcador intrínsecamente seguro por la alta estabilidad dinámica, los movimientos limitados en situaciones de mala mar, la sub-división estanca y la cubierta espaciosa, ordenada y seca durante gran parte de las maniobras;
- Las asistencias se caracterizan por la facilidad de operación, desplazamiento y buen comportamiento del remolcador en la mar;
- La instalación de una maquinilla *Render-Recover* con doble tambor elimina los riesgos de que se produzcan senos (falta de tensión) o sobrecargas en la línea de remolque y;
- La situación de la superestructura y el puente situado hacia el centro del remolcador, las defensas situadas a lo largo de toda su periferia y el calado reducido mejoran la seguridad general del mismo, también cuando trabajan bajo los grandes finos de proa y popa de los buques modernos.

4.5.1.9 Los proyectos del remolcador *EDDY*

El proyecto más pequeño de la clase *EDDY* es un buque multipropósito de 10 m de eslora cuyo principal cometido sería manejar las líneas de remolque de los buques en las aproximaciones a los atraques con los amarradores. Como sus principios operacionales son idénticos a los de los remolcadores de mayores dimensiones, también sería adecuado para utilizar como buque de adiestramiento. Con incrementos de 5,5 m de eslora entre las distintas versiones, actualmente el modelo propuesto de mayores dimensiones tiene 43 m de eslora.

Las versiones de *EDDY 27-60* o *27-70* con una eslora de 27 m y un *bollard pull* de 60 y 70 tons respectivamente, se consideraron ideales como remolcadores portuarios y tienen un coste rentable (Tugs Towing & Offshore Newsletter, 2014, p. 6). También existen prototipos de remolcadores de escolta de 37 m de eslora, con 105 tons de *bollard pull* y capaces de generar fuerzas sobre la línea de remolque de al menos 150 tons con el método indirecto de asistencia.

En respuesta a las demandas del mercado que solicitaba remolcadores compactos con un elevado francobordo, a principios de 2015 se añadió un nuevo proyecto para prestar asistencias portuarias; un remolcador de 24 m de eslora, 11,40 m de manga y 70 tons de *bollard pull* denominado *EDDY 24-70* y que se basa en el mismo concepto de su predecesor, el *EDDY 30-65*, pero que al tener unas dimensiones menores es más efectivo en los espacios más confinados. A pesar de su eslora pequeña, gracias al francobordo elevado, estabilidad y casco equilibrado, puede llevar a cabo operaciones más allá de las típicamente efectuadas por los demás remolcadores con las mismas dimensiones. Este proyecto incorpora un sistema de propulsión híbrido diésel-directo/diésel-eléctrico, igual que el de los modelos *EDDY 30-65*, produciendo un ahorro en combustible y una reducción del nivel de mantenimiento, al mismo tiempo que mantiene la precisión de la maniobra.

Posteriormente, el operador holandés *Iskes Towage and Salvage*, tras la experiencia con el “*Eddy I*” en el puerto de Ijmuiden, decidió encargar al astillero *Holland Shipyards* la construcción de la versión *EDDY 24-75*, un remolcador compacto para operar de forma eficiente en las zonas más confinadas del puerto de Ijmuiden, el cual sigue los mismos principios de funcionamiento que su predecesor “*Eddy I*” (Dielen and Van Gruijthuijsen, 2016, p. 265). Este remolcador bautizado como “*Telstar*” fue botado en noviembre del 2016 y tiene una eslora total de 25,45 m y desarrolla un *bollard pull* de 76,4 tons.

4.5.2 EL REMOLCADOR RAVE

El concepto de remolcador *RAVE*, acrónimo de *Robert Allan Ltd. - Voith Escort*, publicado por primera vez en 2010, tiene su fundamento en el remolcador estándar *tractor Voith* y fue desarrollado conjuntamente por las empresas *Robert Allan Ltd.* y *Voith Turbo Marine*, y aunque de momento no hay constancia de ningún remolcador de estas características, es un diseño que está despertando gran interés en el mercado y que, por tanto, podría tener una aplicación real en un futuro no muy lejano. La característica particular de este remolcador es que, a diferencia de la disposición típica en sentido transversal de los dos propulsores *Voith* en el remolcador estándar, los propulsores están alineados en sentido longitudinal, en la línea de crujía, uno a proa y otro a popa, proporcionándole una gran maniobrabilidad y un excelente rendimiento tanto en las maniobras de escolta como en las asistencias portuarias (Lisagor *et al.*, 2015).

El diseño del remolcador *RAVE* proporciona una capacidad de generación de empuje muy mejorada y más precisa que el remolcador *tractor Voith* estándar, necesaria en el remolque de escolta cuando emplean los métodos indirectos y en las asistencias en puertos, canales y zonas confinadas o restringidas. Por tanto, este remolcador hace uso de las características particulares de los propulsores *Voith-Schneider* de paso variable para optimizar la potencia aplicada en función de las necesidades de la maniobra y de su sistema de funcionamiento y operación según

unas coordenadas cartesianas (ejes X-Y), de tal forma que el control del remolcador para el capitán es independiente de la dirección del desplazamiento, lógico e intuitivo.



Figura 4.81 Dibujo del remolcador RAVE con los dos propulsores cicloidales alineados en la línea de crujía y con bulbo a proa (Gaston, 2010).

Tal y como se aprecia en la figura 4.81, también dispone de un quillón “skeg” situado por la parte de popa de la hélice Voith de popa, de menores dimensiones que el quillón del remolcador tractor Voith convencional, aunque para incrementar las fuerzas de gobierno generadas con los métodos indirectos de asistencia, se le puede instalar un VTF. Este pequeño quillón estará situado a la misma altura que las planchas de protección de las hélices de proa y popa para servir de punto de apoyo al entrar en dique seco

De forma general, las principales ventajas del remolcador RAVE son las siguientes (Gaston, 2010):

- Con el método indirecto de asistencia genera fuerzas de gobierno más altas que un remolcador estándar tractor Voith, gracias a la instalación de una unidad propulsora Voith activa a popa en combinación con un quillón de pequeñas dimensiones;
- Respuesta muy rápida a las órdenes direccionales;
- Gran capacidad de maniobra necesitando muy poca potencia para desplazarse omnidireccionalmente al presentar una baja resistencia al avance;
- Control y manejo del remolcador de forma fácil y lógica;
- Gran capacidad de maniobra omnidireccional en puertos, canales y atraques restringidos o confinados y;
- Económicamente rentable debido a la buena relación entre las fuerzas generadas sobre el buque asistido respecto a los costes de construcción.

Durante el congreso bianual de la *ITS* celebrado en Barcelona en 2012 (Van der Laan, 2002, pp. 233-234), *Robert Allan Ltd.* y *Voith* firmaron el contrato oficial de cooperación para el desarrollo e implementación de este nuevo concepto de remolcador. Con análisis numéricos de fluido *CFD* y modelos a escala patrocinados por los dos socios del proyecto, se ha demostrado que se trata de un sistema innovador que podría ser implementado de manera eficiente para cualquier tamaño y uso de remolcador con propulsión *Voith* (aunque el desarrollo individual dependerá de los requisitos de los operadores). En cuanto a remolcadores de escolta, el nuevo diseño genuino de escolta *Clase RAVE 3700* tiene las siguientes características.

- Eslora total 37,0 m
- Manga de trazado 14,5 m
- Puntal de trazado 5,6 m
- Calado de trabajo 6,9 m
- *Bollard pull* 80 tons
- Fuerzas de gobierno 150 tons a 10 nudos

4.5.2.1 El remolcador *RAVE CARROUSEL*

El sistema de remolque *Carrousel*⁶⁷ es tan simple como efectivo y, en esencia, consiste en un sistema radial en el que el radio de acción del gancho o maquinilla radial no se reduce a un semicírculo, como ocurre en los remolcadores convencionales, sino que la línea de remolque puede laborear 360° sobre una especie de plataforma circular con forma de rail, que tiene un diámetro aproximadamente igual a la manga del remolcador y que gira sin obstrucción a nivel de cubierta en torno a su superestructura, con el fin de maximizar las fuerzas sobre la línea de remolque y minimizar la necesidad de emplear la propulsión del remolcador para mantener la posición relativa más efectiva en las maniobras de asistencia.

De esta forma, cuando se emplea el método indirecto de remolque de escolta, se obtiene un equilibrio entre las fuerzas hidrodinámicas generadas por el flujo de agua incidiendo sobre la obra viva y las fuerzas que se generan sobre la línea de remolque, sin necesidad de emplear el empuje de las hélices para conseguirlo. Dicho de otra forma, consiste en que la relación entre ambas fuerzas tienda a ser aproximadamente igual a 1 y que el empuje del remolcador se emplee en sentido longitudinal (avante o atrás) para adoptar la posición relativa más efectiva en cada caso en relación al buque asistido⁶⁸.

⁶⁷ El sistema fue patentado por la empresa holandesa con base en Rotterdam, *Novatug B.V.* y desarrollado inicialmente de forma conjunta por el grupo holandés *International Marine Consultants* y el operador de remolque *Multiship*. No debe considerarse como un nuevo diseño de remolcador sino como un sistema que se puede incorporar en cualquier remolcador existente en el mercado.

⁶⁸ Para más información, puede consultarse el interesante artículo de los profesores de la UDC (Iglesias Baniela y López Varela, 2006, pp. 20-31).

En la figura 4.82 se representa el equilibrio de fuerzas en un remolcador convencional equipado con un sistema *Carrousel* durante la asistencia con el método indirecto por la popa de un buque con velocidad.

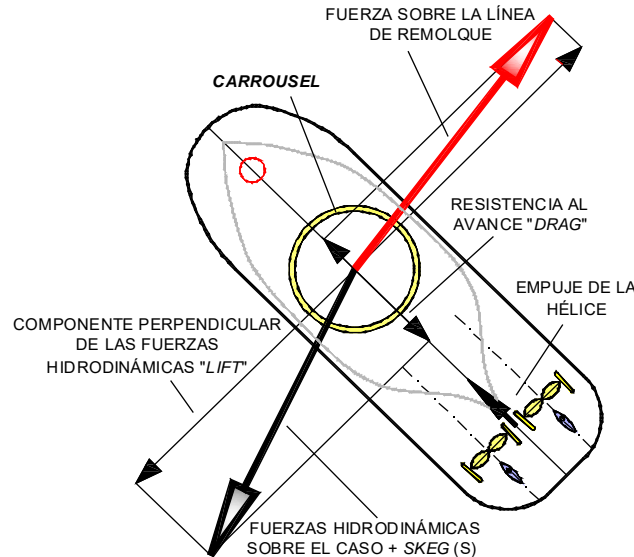


Figura 4.82 Equilibrio de fuerzas en un remolcador convencional provisto del sistema *Carrousel* prestando el método indirecto de asistencia (Van der Laan, 2002, p. 235). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Multraship, una de las empresas más especializadas y líderes de la industria de remolque y salvamento (a través de su filial *Novatug B.V.*) tomó la iniciativa en diseñar un remolcador versátil (portuario y de escolta) combinando la propulsión omnidireccional del diseño del remolcador *RAVE* y el innovador sistema de remolque *Carrousel*⁶⁹ cuyo resultado, después de varios años de cálculos numéricos, predicciones teóricas y pruebas con modelos, fue el remolcador denominado *Rave Carrousel* (también conocidos como *CRT* del acrónimo de la terminología anglosajona *Carrousel Rave Tug*). Con este remolcador se alcanzaban unos estándares de seguridad muy elevados como consecuencia de la combinación de un casco diseñado para presentar la mínima resistencia al avance, el sistema de propulsión versátil *Voith* a bordo de un remolcador *RAVE*, unos motores robustos y una maquinilla de remolque adecuada. El remolcador podría generar de forma eficiente grandes fuerzas tanto en las asistencias portuarias como en el remolque de escolta, utilizando las fuerzas hidrodinámicas del agua incidiendo sobre su casco, mientras generaba el empuje mínimo. El control y maniobrabilidad del remolcador también se ven mejoradas, y las operaciones en espacios confinados pueden efectuarse de forma efectiva (Lisagor *et al.*, 2015).

⁶⁹ Aunque es un sistema independiente del tipo de propulsión, en un principio, se presentó para ser instalado especialmente en remolcadores con sistemas de propulsión convencionales (equipados con hélices fijas *FPP* o de paso controlable *CPP*) lo que en principio permitía incrementar su eficiencia y su seguridad en las asistencias y reducir muchas de las limitaciones típicas de estos remolcadores. No obstante, no ha tenido aplicación práctica en estos remolcadores.



Figura 4.83 Dibujo del remolcador RAVE Carrousel (Lisagor et al., 2015).

Por esta razón, en 2015 la empresa *Novatug B.V.* encargó a los astilleros *Damen* la construcción de dos remolcadores de escolta *Rave Carrousel* con la intención de proporcionar a los operadores una mayor potencia y control sobre el remolque para eliminar los riesgos de vuelco presentes en el remolcador convencional (especialmente cuando trabaja con una línea de remolque en tensión y con cierta velocidad), tener unos costes operacionales menores y un consumo de combustible eficiente (Barker, 2016).

Los cascos fueron contruidos por los astilleros *Theodor Buschmann GmbH* en Hamburgo, Alemania, y el equipamiento final lo realizaron los astilleros *Damen Maaskant* en Stellendam, Holanda. Estos remolcadores, de 32 m de eslora, *bollard pull* mínimo de 70 tons, propulsados por dos hélices *Voith* alimentadas por dos motores de 2.650 kW, una velocidad en navegación libre de 14,1 nudos y clasificados por *Bureau Veritas (BV)*, tenían la fecha prevista entrega para principios de 2017.

Los promotores de este nuevo diseño se decantaron por la propulsión con hélices cicloidaes *Voith* al considerar que era la mejor opción para el trabajo en condiciones dinámicas ya que son capaces de generar grandes fuerzas de gobierno y frenado en flujos de agua turbulentos y en espacios reducidos, en los cuales tanto la dirección procedente del flujo de agua hacia las hélices como el rumbo del buque remolcado se modifican constantemente. En estas condiciones, las hélices cicloidaes son muy precisas, controlables y muy rápidas para originar un cambio de rumbo en el remolcador. Además, se trata de hélices extremadamente seguras con costes de operación bajos y predecibles durante su vida útil, de tal forma que los costes iniciales superiores que suponen respecto a las hélices acimutales se ven compensados a lo largo de la vida útil del remolcador gracias a los costes de reparación y mantenimiento más bajos de los sistemas de propulsión *VSP*.

CAPÍTULO V. PRINCIPALES EVOLUCIONES REALIZADAS EN EL DISEÑO DE LOS REMOLCADORES DE ESCOLTA

5.1 INTRODUCCIÓN

La utilización de remolcadores de escolta para prestar asistencia a buques tanque en zonas sensibles se inició sin tener el conocimiento y la experiencia necesaria de las fuerzas generadas en esta maniobra, especialmente a altas velocidades. De hecho, la introducción de los métodos indirectos de asistencia, en los que se generan tensiones altas sobre la línea de remolque, provocaron la aparición de un remolcador con un casco que no existía previamente, pues no debemos olvidar que los métodos indirectos son la antítesis de lo que antiguamente, en la práctica de remolque, se consideraba como una maniobra segura (Allan, 2000, p. 99).

En la década de los 90, después de imponer el remolque de escolta en determinados puertos y terminales (recordemos que en EE.UU. fueron los Estados los que inicialmente introdujeron esta obligación mientras que en Europa fueron las propias terminales), mucha gente relacionada con la industria del remolque señaló, de forma acertada, que el hecho de emplear remolcadores convencionales en las asistencias dinámicas supondría poner en serio peligro la seguridad del remolcador y la tripulación. La reacción de la industria del remolque fue la construcción de una serie de remolcadores más grandes, muy potentes y, lo que es más importante, más seguros para llevar a cabo la maniobra de escolta de forma eficiente y evitar los derrames de hidrocarburos como consecuencia de una emergencia a bordo de un buque.

5.2 EL PAPEL RELEVANTE DEL DISEÑO EN LA SEGURIDAD GENERAL DE LOS REMOLCADORES

La seguridad general de los remolcadores podemos considerar que depende de una terna de elementos críticos altamente dependientes entre sí, tal y como se observa en el esquema de la figura 5.1. En la cúspide del triángulo se encuentra el **diseño**, de tal forma que sin un diseño adecuado los otros dos factores no pueden realizarse de un modo eficiente, y por ello no se podría alcanzar un nivel de seguridad aceptable. La base del triángulo se compone de dos elementos parejos entre sí, que son la **función** y la **operación**.

Antes de seleccionar cualquier tipo de remolcador para efectuar un trabajo en concreto, el armador/operador primeramente debe saber si se trata de un remolcador que efectivamente ha sido diseñado para la función prevista (asistencias portuarias, de escolta, remolque de altura, etc.) y, de ser así, si la operación prevista se efectuará dentro de los límites impuestos por el diseño y la función.

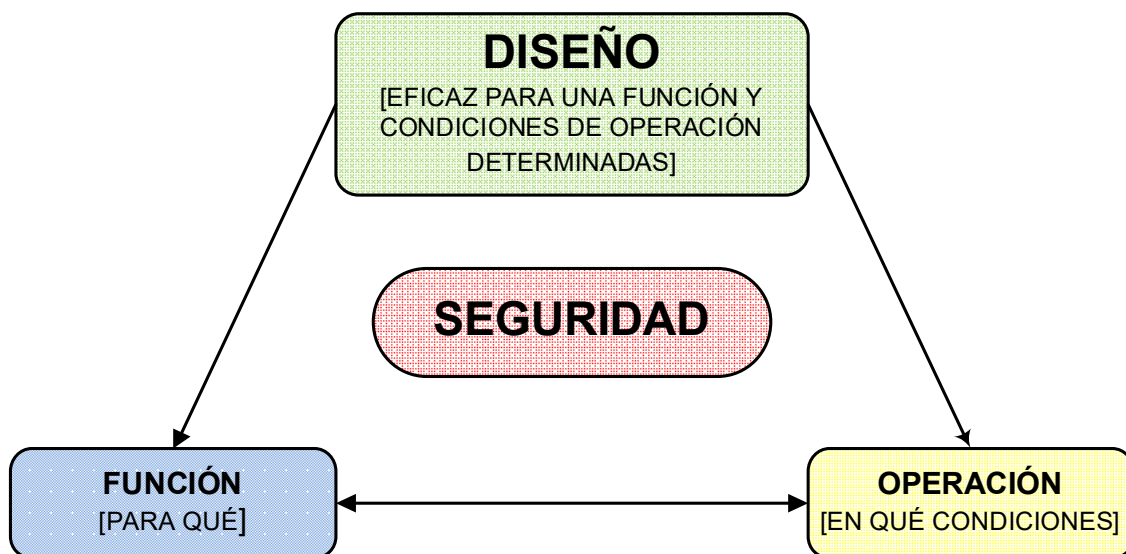


Figura 5.1 Elementos críticos de los que depende la seguridad de un remolcador (Allan, 2016, p. 26).

Los componentes clave (entre otros muchos) de cada uno de estos elementos aparecen reflejados en la tabla de la figura 5.2.

DISEÑO	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Formas del casco ▪ Estabilidad ▪ Configuración del sistema de remolque ▪ Configuración de la propulsión ▪ Adecuación estructural
FUNCIÓN	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Maniobra de buques en puerto ▪ Escolta ▪ Remolque ▪ Salvamento/Rescate
OPERACIÓN	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Estado de la mar ▪ Tiempo predominante ▪ Posición relativa con relación al buque asistido ▪ Adiestramiento de la tripulación ▪ Familiarización de la tripulación

Figura 5.2 Componentes de los elementos críticos (Allan, 2016, p. 26).

El diseño constituye, en términos de ingeniería naval, todo aquello necesario para poder definir la seguridad del remolcador, lo cual tiene que efectuarse con una comprensión meridiana que

abarque aquellas tareas para las que el remolcador esté destinado, e incluso de lo que tenga previsto hacer durante su vida útil. Las **funciones** representan el “qué” de la ecuación, es decir, qué tarea o tareas se espera que lleve a cabo el remolcador y en qué rango de condiciones, para saber si el **diseño** cumple plenamente con las demandas de cada uso previsto. Finalmente, las **operaciones** son el “cómo”, que comprende los métodos de las funciones, la posición relativa respecto al buque asistido o el tiro que efectuará el remolcador, el estado de la mar, las condiciones meteorológicas predominantes, y el adiestramiento y experiencia de la tripulación (especialmente el capitán) para cada tarea específica (Allan, 2016, p. 26).

Por tanto, el diseño engloba todo aquello que el ingeniero naval tiene bajo su control, que no puede desarrollarse sin entender claramente los riesgos asociados a cada función específica, teniendo en cuenta cómo y dónde operan los remolcadores en relación con el remolque durante cada tipo de operación, y finalmente con la consideración del modo con el que se opera el remolcador.

En el proceso de diseño es responsabilidad de los ingenieros navales evaluar las capacidades de generación de fuerzas del casco del remolcador de escolta y sus apéndices, y de esta forma proporcionar una forma de casco con las características de estabilidad que puedan hacer frente a esas fuerzas, idealmente dentro de los límites de los criterios de estabilidad de la Sociedad de Clasificación. Sin embargo, como no todas las reglas de los requisitos de estabilidad de los remolcadores de escolta son iguales, no todos se construyen con las mismas capacidades, incluso aunque aparentemente hayan sido clasificados con los mismos parámetros. La predicción precisa de las fuerzas generadas en la escolta por una forma de casco específica es una tarea de ingeniería compleja, y hasta la aparición de programas *CFD* no se podían predecir con gran exactitud.

Por otra parte, la tecnología del diseño de los remolcadores y sus operaciones ha superado ampliamente a las reglamentaciones encargadas de regir la seguridad de los buques por lo que, a día de hoy, los ingenieros navales tienen prácticamente toda la responsabilidad de que los remolcadores se diseñen para los armadores y las tripulaciones que los operan lo más seguros posible. En general, se considera que los límites impuestos por todas las reglamentaciones no proporcionan una base suficiente de garantía de la seguridad de los remolcadores modernos, al menos en parte debido a que no se abordan, en el sentido expuesto anteriormente, los tres elementos que son el diseño, la función y la operación.

No obstante, desafortunadamente hay quienes todavía consideran que basándose exclusivamente en las reglamentaciones locales o procedentes de la Sociedad de Clasificación en cuestión referente a la seguridad del remolcador, todo debe de ir bien. Y peor aún, algunos otros consideran que ajustándose a los estándares mínimos de dichas reglamentaciones se diseña un remolcador “seguro”. Nada más lejos de la realidad, ya que aunque si bien es cierto que este remolcador será más barato que otro en el que se haga especial hincapié en los aspectos de

diseño relacionados con la seguridad, no se tiene la certeza de que ese remolcador esté capacitado para efectuar las operaciones previstas de forma adecuada, especialmente tras unos años de operación en que el tamaño de los buques asistidos haya aumentado. Por tanto, es necesario que se hagan las investigaciones oportunas para comprender perfectamente cómo los remolcadores reaccionan a todas las fuerzas que se encuentran durante sus operaciones típicas, que son radicalmente diferentes a las que se producían hace 20 o 30 años, especialmente por el incremento exponencial del tamaño de los buques asistidos.

En cualquier caso, podemos decir que en la industria del remolque existe una responsabilidad colectiva fruto de la cual se debe garantizar la seguridad del remolcador en todo momento (Allan, 2016, p. 28):

- Los ingenieros navales deben de ejecutar su trabajo de forma profesional y responsable, entendiendo claramente las operaciones previstas del remolcador;
- Los armadores deben de garantizar que transmiten íntegramente a los ingenieros navales qué operaciones esperan que cumpla el nuevo remolcador y en qué tipo de condiciones;
- Los armadores deben, por tanto, asegurar que el remolcador se utiliza dentro de los límites impuestos;
- El astillero encargado de la construcción debe de adaptarse al diseño propuesto, especialmente respecto a las características de desplazamiento y estabilidad definidas por los ingenieros navales;
- Los ingenieros navales deben de definir claramente los límites de la seguridad de la operación para ese diseño y;
- El operador o capitán debe de asegurarse que está familiarizado con las limitaciones del remolcador y no utilizarlo para funciones para las que no estaba específicamente diseñado.

No obstante, la industria del remolque se encuentra en una situación en la que la seguridad del remolcador está, a menudo y en última instancia, en manos de sus capitanes, quienes en ocasiones están al mando de remolcadores muy potentes, versátiles y con equipos complejos, sin que se les haya facilitado previamente manuales de instrucciones o sin haber sido adiestrados adecuadamente.

Por esta razón, el diseñador del remolcador debe garantizar que durante la etapa de diseño, en la medida de lo posible, se examinen cuidadosamente todos los aspectos relacionados con la seguridad del remolcador para posteriormente hacer una descripción pormenorizada de la misma al capitán y en unos términos que sean de fácil comprensión, idealmente mediante gráficos o ilustraciones. Para ello, *Robert Allan Ltd.* propuso redactar un modelo de documento para cada uno de sus diseños con el objetivo de proporcionar a los capitanes la máxima información posible referente a la seguridad de la operación del remolcador que se trate.

Algunos de los contenidos de este documento para los remolcadores de escolta serían los siguientes (Allan, 2016, p. 34):

- Ángulos de escora límites durante las operaciones de escolta;
- Ángulos de remolque límites para la escolta;
- Anotaciones sobre la resistencia de los equipos de remolque;
- Descripción de las reacciones del remolcador ante una avería o pérdida de los equipos;
- Impacto de la velocidad en las fuerzas de remolque;
- Efecto del calado y asiento del remolcador (condición de carga) en las fuerzas de escolta y;
- Características de la estabilidad de rumbo.

5.3 INVESTIGACIONES SOBRE EL DISEÑO DEL CASCO DEL REMOLCADOR ASD PARA SU APLICACIÓN COMO REMOLCADOR DE ESCOLTA

A pesar de que en Gran Bretaña ya desde mediados de la década de los 90 se estaban efectuando remolques de escolta con los remolcadores ASD “Cramond” y “Dalmeny”¹ y años más tarde con el ASD “Hopetoun”², en 1997 la prestigiosa firma de ingenieros navales *Robert Allan Ltd.* en Canadá, lanzó una serie de propuestas de diseño para construir el remolcador de escolta ASD más grande y eficiente. Con algunas de estas propuestas, y con el objetivo de mejorar el comportamiento de los cascos más convencionales que se habían estado utilizando hasta ese momento, se efectuaron una serie de pruebas de modelos que permitieron evaluar las características del casco y los apéndices propuestos. Aunque actualmente no es habitual realizar pruebas de modelos a escala de los nuevos diseños, debido a gran la cantidad de datos disponibles procedentes de remolcadores más convencionales que no justificarían los gastos que esto supone, en el caso del remolque de escolta, donde las fuerzas actuantes y las interacciones entre el casco, quillones, y propulsores muchas veces se desconocen, sería muy imprudente no realizar estas pruebas teniendo en cuenta las grandes inversiones que supone su construcción, especialmente cuando se exigen ciertas garantías (Allan, 2000, p. 115). En estas circunstancias, cuando se realiza un diseño nuevo y/o con nuevos apéndices, las simulaciones mediante potentes programas informáticos y las pruebas de modelos a escala en canales de ensayo hidrodinámico son imprescindibles, hasta tal punto que la viabilidad del proyecto puede depender de los resultados obtenidos de dichas pruebas³.

¹ Construidos en 1994, tenían una eslora de 34 m, una potencia de 4.800 CV y un *bollard pull* de 62 tons.

² Entregado en 1997, tenía una potencia de 9.700 CV y un *bollard pull* de 124 tons.

³ En cualquier caso, los coeficientes hidrodinámicos usados en las simulaciones por ordenador con programas *CFD* deben demostrarse a través de modelos a escala o incluso en pruebas a escala real de buque similares.

Para garantizar que los diseños propuestos podían cumplir con los criterios exigidos en el remolque de escolta, se realizaron pruebas piloto utilizando como modelo a un remolcador *ASD* a escala 1:25 (eslora 25 m y 3.000 CV) autopropulsado en el *Ocean Engineering Centre* de *BC Research* donde se confirmó su buena estabilidad navegando de proa y popa (Allan, 2000, pp. 101-102). Aunque era más pequeño que los remolcadores requeridos, la forma del casco demostró ser muy eficiente por lo que se consideró como una buena base para los desarrollos futuros. El objetivo de estas pruebas era evaluar el efecto de la resistencia al avance, el momento evolutivo, la escora y las guiñadas para ángulos de ataque desde 0° a 90° , instalándole al casco diferentes apéndices y efectuando modificaciones para determinar cuáles eran las más efectivas y estimar, de forma preliminar, las capacidades de escolta del diseño final. Las configuraciones de cascos probadas fueron las siguientes (Allan, 1998, p. 127):

1. Casco y quillón existentes (aquel considerado como referencia);
2. Casco sin apéndices;
3. Quilla de cajón “*box keel*”; profundidad = 10% del calado;
4. Quilla de cajón profunda “*deep box keel*”; profundidad = 20% del calado;
5. Doble quilla de cajón profunda “*double deep box keel*”; profundidad = 40% del calado;
6. Cuñas “*wedges*” del casco laterales; ángulo de apertura = 10° ;
7. “*Sponsons*” del casco con ángulo de apertura = 45° ;
8. Quillas de balance y;
9. Plancha unida al extremo de la quilla de cajón.

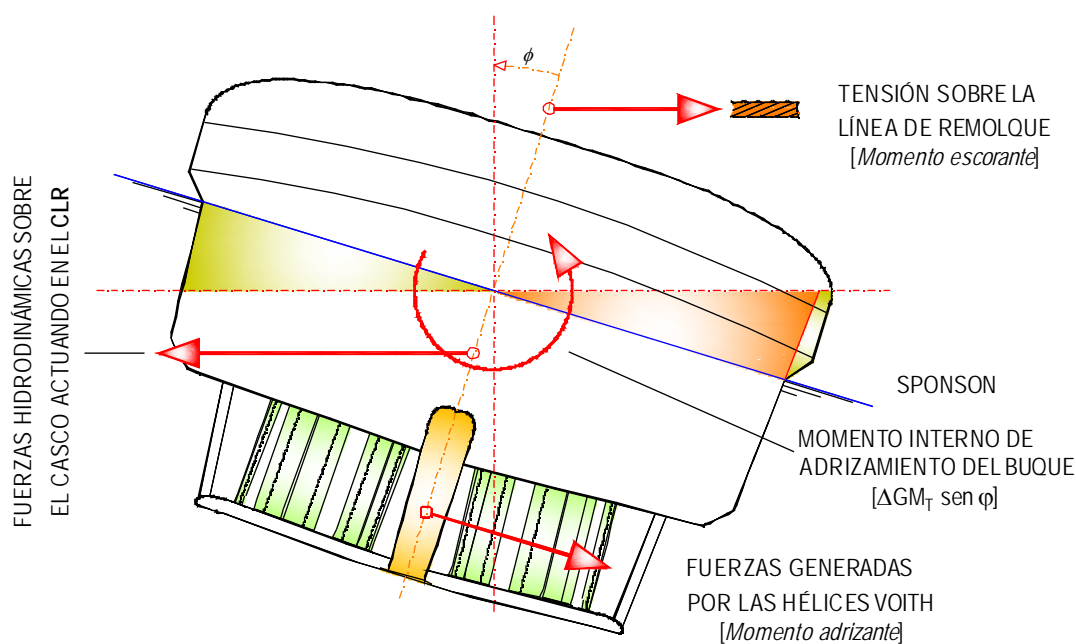


Figura 5.3

Representación del incremento de estabilidad originado por el “sponson” del costado de estribor al sumergirse en el agua (en verde) como consecuencia de la escora en un remolcador tractor Voith (Ratcliff, 2003, p. 42). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Estas pruebas fueron un éxito, aun teniendo en cuenta posibles discrepancias con el casco original, por lo que el modelo de casco propuesto estaba provisto con “*sponsons*” en los laterales del casco, que provocan un incremento del porcentaje del área transversal sumergida cuando el remolcador escora (Ratcliff, 2003, pp. 33-42), y una quilla de cajón profunda “*deep box keel*”:

Los “*sponsons*” (desarrollados por *Robert Allan Ltd.* para aplicar únicamente a sus remolcadores) son unos finos muy pronunciados o ensanchamiento todo a lo largo del casco a partir de la línea de flotación y hasta el trancanil, que tienen la función de mejorar la estabilidad cuando el remolcador escora debido a la tensión en la línea de remolque al ser mayor el momento de adrizamiento, y proporcionan las siguientes ventajas (Allan, 2000, p. 102):

- Una gran reserva de flotabilidad con los ángulos más grandes de escora;
- Un momento adrizante significativo con el método indirecto de asistencia y;
- Una traca o estructura vertical natural a la que poder afirmar las defensas.

El casco diseñado con “*sponsons*” es mucho más eficiente que aquel construido con una gran manga en la línea de flotación y además origina un ahorro importante de combustible en todos los métodos de operación (Robert Allan, Ltd., 2010).

Por su parte, la quilla de cajón profunda proporciona (Allan, 1998, p. 128):

- Un incremento de la resistencia lateral para generar fuerzas de gobierno más elevadas y;
- Un incremento de la altura metacéntrica (*GM*) durante la escolta al poder emplearse como un tanque de lastre profundo.

Actualmente, y para el remolque de escolta, el famoso diseñador *Robert Allan Ltd.* después de todas las investigaciones efectuadas dispone de varias series o diseños de remolcadores *ASD* que pueden efectuar esta operación, aunque con diferencias considerables en la eficiencia de todos ellos.

La serie *RAstar* es un diseño especializado para las operaciones de escolta y asistencias a plataformas *off-shore*, de gran eficiencia y con un casco con “*sponsons*” que le permiten, junto con la forma y dimensiones del quillón instalado a proa, generar grandes prestaciones en el remolque de escolta y tener un excelente comportamiento en la mar, ya que los balances y aceleraciones registradas son menos de la mitad que en un remolcador convencional o estándar de las mismas dimensiones con los costados rectos.



Figura 5.4 Remolcador ASD “SL Curtis Island” de la serie RAstar de Robert Allan Ltd. (Barker, 2015).

Por otra parte, la serie *Ramparts* (con esloras entre 24 m y 36 m) se refiere a un diseño que aglutina una serie de características estandarizadas y se convierte en uno de los remolcadores versátiles y multipropósitos más utilizados. Aunque fundamentalmente están diseñados para desarrollar sus funciones como remolcadores portuarios, para lo cual disponen de un tamaño reducido de quillón, también existen configuraciones para operar en el modo de escolta con un quillón mucho más profundo, aunque para estos remolques se considera que es mejor la serie *RAstar*.



Figura 5.5 Remolcador ASD “GPC Barú” de la serie RAMPARTS 3200-CL de Robert Allan Ltd. Fuente: <http://www.shipspotting.com>

Por último, también existe la serie *RAZer*, un diseño de remolcador muy potente y optimizado para operar en las asistencias portuarias y de escolta. Dispone de un francobordo elevado que garantiza buenos márgenes de estabilidad y excelentes capacidades en la generación de fuerzas con los métodos indirectos de asistencia, aunque en cualquier caso, se considera que la serie *RAstar* es más apropiada para los remolcadores de escolta, ya que entre otras cosas, la distribución sesgada de la popa “*aft-biased*” de la serie *RAZer* no los hace especialmente adecuados para operar con máquina atrás. En este remolcador, tal y como se aprecia en la figura 5.6, la superestructura tiene poca altura y está desplazada más hacia popa, permitiéndole trabajar fácilmente bajo las amuras y aletas de los buques con muchos finos y/o en lastre.



Figura 5.6 Remolcador ASD “Seaspan Resolution” de la serie *RAZer* 3000 de Robert Allan Ltd. Fuente: <http://www.shipspotting.com>

5.4 COMPARACIÓN DE LAS CAPACIDADES DEL REMOLCADOR ASD Y TRACTOR VOITH MEDIANTE PROGRAMAS INFORMÁTICOS

A finales de la década de los 90, basándose en el éxito de las pruebas de modelo del remolcador ASD comentadas anteriormente, se llevó a cabo un minucioso estudio de simulación para apostar por un remolcador de grandes dimensiones que pudiese trabajar de forma eficiente en la zona de Valdez, Alaska, para lo cual se definieron los siguientes requisitos mínimos (Allan, 2000, pp. 102-103):

- Velocidad mínima de 14 nudos en navegación libre al 90% de su régimen continuo máximo, conocido por *MCR*⁴;
- *Bollard pull* mínimo de 86,2 tons;
- Fuerza de gobierno a 10 nudos $\geq 115,6$ tons y;
- Fuerza de frenado a 10 nudos $\geq 154,2$ tons.

Los dos remolcadores de escolta inicialmente propuestos fueron el *tractor Voith* y el *ASD*. El *tractor Voith* fue desarrollado por *Robert Allan Ltd.* y *Voith Schiffstechnik GmbH*, quien estableció las dimensiones generales, la forma de la obra viva y la geometría del quillón para conseguir las fuerzas de gobierno y frenado exigidas. Por encima de la línea de agua, se redefinió la configuración del casco existente para cumplir con los requisitos operacionales. Se incluyeron los “*sponsons*” (que en las pruebas efectuadas anteriormente de modelos del *ASD*, habían demostrado que mejoraban el rendimiento del remolcador en la escolta) y se dotó a la popa de una mayor manga para asegurar la máxima zona de contacto de las defensas.

El diseño del remolcador *ASD* propuesto se basó en los resultados de las pruebas de modelos efectuadas previamente. La eslora en la flotación era aquella que permitía cumplir con la velocidad establecida y el resto de dimensiones se determinaron en función de los parámetros exigidos de flotabilidad, asiento y estabilidad, por lo que resultó un remolcador algo más pequeño que el *tractor Voith*.

Se efectuaron simulaciones por ordenador para comprobar la capacidad de los dos remolcadores a la hora de controlar a un buque tanque de 265.000 tons de peso muerto a la deriva en unas zonas geográficas predefinidas y bajo determinadas condiciones medioambientales (Allan, 1998, pp. 130-132).

En la zona de Valdez Arm, donde la traslación lateral permitida era de 2.285 m, se constató que, en algunos casos, la mejor respuesta por parte del remolcador no era oponerse al momento de giro inducido por el timón averiado del buque metido a una banda, sino que era más efectivo aplicar las máximas fuerzas de frenado para parar su arrancada lo más rápido posible o, incluso, asistirle en la evolución hacia la misma banda a la que había quedado metido el timón.

Cuando la avería en el sistema de gobierno del buque se producía con el timón metido 10° a una banda, el *tractor Voith* era más eficiente que el *ASD*, aunque ambos controlaron el buque en menos de la mitad de la traslación máxima permitida. Sin embargo, con ángulos de metida de 20° y 35°, el *ASD* superaba al *tractor Voith* y era capaz de devolver al buque a su rumbo original justo en el límite de la distancia máxima permitida. Además, en tres o cuatro de los escenarios

⁴ De la terminología anglosajona *Maximum Continuous Rating* y que se define como la potencia máxima que un propulsor es capaz de producir de forma continua en condiciones normales durante un año. Los buques generalmente operan en el régimen continuo nominal (*NCR*, *Normal Continuous Rating*) que es el 85% del 90% del *MCR*, que generalmente es el rendimiento para el que están diseñadas las hélices.

simulados, el *tractor Voith* no pudo controlar al buque dentro de los límites máximos permitidos, a pesar de que tenía mayor capacidad para generar fuerzas de gobierno por el método indirecto. Esto demostraba que el *bollard pull*, aunque no es el parámetro más relevante, también es un elemento importante en la eficiencia del remolcador de escolta ya que se demostró que la diferencia entre ambos remolcadores al analizar la distancia recorrida por el buque y el tiempo total necesario para controlarlo, era más evidente en los últimos estadios de la maniobra, cuando la velocidad era inferior a 3 nudos, debido a que a estas velocidades el *bollard pull* superior del remolcador *ASD* tenía una mayor peso específico.

En la zona de Valdez Narrows, una zona muy restringida con una velocidad de tránsito de tan solo 5 nudos, suponiendo un fallo del timón metido a una banda, el *bollard pull* superior del *ASD* también demostró ser una ventaja importante respecto al *tractor Voith* a la hora de controlar al buque (Allan, 2000, pp. 103-104).

En la figura 5.7 se reflejan las dimensiones seleccionadas para los dos diseños de remolcadores y las fuerzas de gobierno y frenado calculadas:

	<i>ASD</i>	<i>Tractor Voith</i>
Eslora total	44,63 m	45,50 m
Manga total	15,00 m	15,90 m
Calado máximo	5,75 m	6,65 m
Desplazamiento máxima carga	1.438 tons	1.484 tons
Superficie lateral total	183,2 m ²	172,4 m ²
Potencia	7.460 Kw	7.460 Kw
<i>Bollard pull</i>	127,00 tons	86,10 tons
Fs máxima a 5 nudos	101,3 tons	83,9 tons
Fs máxima a 8 nudos	103,4 tons	98,0 tons
Fs máxima a 10 nudos	115,7 tons	132,9 tons
Fb máxima a 5 nudos	132,0 tons	139,7 tons
Fb máxima a 8 nudos	140,7 tons	127,9 tons
Fb máxima a 10 nudos	146,7 tons	156,0 tons

Figura 5.7 Tabla comparativa de las características de los diseños de remolcadores de escolta *ASD* y *tractor Voith* propuestos, donde *Fs* y *Fb* son las fuerzas de gobierno y frenado (calculadas) respectivamente (Allan, 2000, p. 105).

Algunos autores consideraban que la principal ventaja del remolcador *ASD* respecto al *tractor Voith* es que tienen un calado menor, que lo hace más idóneo para trabajar en zonas o puertos más restringidos por su calado, mientras que el sistema de propulsión del *tractor Voith* tiene la ventaja de que sus palas trabajan siempre en un flujo de agua limpio en cualquier dirección, al estar proyectadas más verticalmente por debajo de los límites del casco. En cambio, otros autores como Robert Allan consideraban que la superioridad del *ASD* reside en que son capaces

de generar un mayor *bollard pull* con la misma potencia instalada, lo que le permite controlar al buque escoltado más rápidamente a medida que la velocidad disminuye⁵.

Un aspecto importante es que a altas velocidades, se demostró que el sistema de propulsión solamente genera entre el 10% y el 20% de la fuerza total requerida sobre el remolque. Por tanto, suponiendo que los sistemas de propulsión del *tractor Voith* y del *ASD* tienen la potencia suficiente para maniobrar y situar al remolcador en la posición más adecuada respecto al flujo de agua, se constató que la eficiencia general del sistema de propulsión no era un factor clave en la actuación del remolcador de escolta.

5.5 MODIFICACIONES REALIZADAS EN REMOLCADORES ASD EXISTENTES PARA MEJORAR SUS CAPACIDADES EN LAS OPERACIONES DE ESCOLTA

Durante los primeros años después de la génesis del remolque de escolta, la mayor parte de los remolcadores construidos para esta maniobra eran *tractor Voith* debido, principalmente, a que la forma de los cascos de los *ASD* (similar a los remolcadores convencionales) no era adecuada para desarrollar altas fuerzas de gobierno con el método indirecto de asistencia.

En Europa, los primeros remolcadores *ASD* construidos para trabajar como remolcadores de escolta eran, simplemente, más grandes y más potentes que los *ASD* convencionales, que no tenían un casco con una forma adecuada que le permitiese cumplir con las demandas de la operación de escolta. Teniendo en cuenta las desventajas de tener un bajo francobordo a popa y un punto de remolque a proa muy alto situado sobre el castillo, solamente podían efectuar las maniobras de escolta por la fuerza bruta que disponían, y estaban condicionados por la flotabilidad estanca de sus castillos para resistir los grandes momentos de escora. Por tanto, las características de estabilidad y construcción hacían que no fuesen adecuados para el remolque de escolta, especialmente en situaciones de mala mar (Allan, 2000, p. 106).

Por otra parte, existen muchas zonas donde no se diseñan y construyen remolcadores específicos para prestar el servicio de escolta de forma exclusiva, bien porque las fuerzas que tienen que generar no son demasiado elevadas, o bien porque los remolcadores existentes pueden realizar estas tareas de forma eficiente tras haber sido objeto de alguna modificación que hizo que mejorasen sus capacidades. Por tanto, se efectuaron mejoras de diseño en algunos remolcadores

⁵ Para más información consultar el interesante debate entre Robert Allan y los asistentes que se produjo con posterioridad a la ponencia del primero, donde algunos defendían que para definir y cuantificar los parámetros de actuación del remolcador de escolta se deberían tener en cuenta algunos factores del buque escoltado como su tamaño y velocidad. No obstante, Robert Allan no se mostró de acuerdo por la gran cantidad de variables presentes en las operaciones de escolta (por ejemplo, las particularidades de la zona geográfica) de ahí que sea partidario de emplear la notación de clase utilizada por *DNV* (ahora *DNVGL*), utilizando simplemente la máxima fuerza de gobierno que es capaz de generar y la velocidad a lo que lo consigue, cumpliendo los requisitos de estabilidad (Allan, 2000, pp. 120-122).

existentes que estaban encaminadas a solventar algunas de las limitaciones que presentaban como remolcadores de escolta, y que básicamente eran las siguientes⁶:

1. Mejorar la capacidad de maniobra navegando máquina atrás con velocidad, para lo cual se instaló la quilla de cajón “*box keel*” y en algunos casos, un bulbo a proa;
2. Incrementar la superficie lateral de la obra viva para aumentar la resistencia lateral al emplear los métodos indirectos o dinámicos de escolta. Las modificaciones consistieron en la instalación de una quilla de cajón “*box keel*”, que hacía la función de una especie de orza; un quillón genuino de escolta “*escort skeg*” en la parte de proa (al igual que el quillón típico de los remolcadores tipo *tractor*) que los hacía, en principio, más idóneos para el método indirecto y; en algunos casos, un bulbo en la proa.
3. Reducir la altura del punto de remolque de proa ya que al estar situado sobre la cubierta del castillo, se encontraba a una altura superior que el punto de remolque de los remolcadores tipo *tractor* (situado en la cubierta de popa) que resultaba una desventaja en la estabilidad cuando la línea de remolque trabajaba con tensión, al generar momentos de escora superiores. Algunas de las soluciones propuestas fueron las siguientes:
 - Diseñar un remolcador con el castillo a una altura inferior o directamente sin castillo, pero es una solución que solamente es viable para aquel remolcador que trabaje siempre en aguas interiores y protegidas, lo que descarta su aplicación para el remolcador de escolta;
 - Modificar la situación del punto de remolque al hacer laborear la línea de remolque a través un túnel (similar al escobén de un ancla) que finalizaba por encima de la línea de flotación o;
 - Diseñar un castillo relativamente bajo sobre el que se montaba un gancho radial a donde se dirigía la línea de remolque desde la maquinilla y que disminuía la altura del punto de remolque cuando el remolcador escoraba como consecuencia del momento generado por la línea de remolque.

A continuación se citan las modificaciones realizadas más relevantes, algunas de las cuales son incorporadas por defecto en los nuevos remolcadores ASD genuinos de escolta.

⁶ Muchos de los estudios e investigaciones que se llevaron a cabo para mejorar las capacidades de los remolcadores ASD hasta ser válidos como remolcadores de escolta fueron fomentadas por los fabricantes de hélices acimutales para no perder el mercado emergente que originaba la construcción de remolcadores genuinos de escolta.

5.5.1 LOS APÉNDICES: QUILLA DE CAJÓN, QUILLAS DE BALANCE, QUILLÓN DE ESCOLTA Y BULBO A PROA

A algún remolcador ASD más convencional (y evidentemente a los de nueva construcción), tal y como se aprecia en la figura 5.8, se le puede instalar una quilla de cajón “box keel” y un quillón genuino de escolta “escort skeg” para, entre otras cosas, incrementar la superficie lateral de la obra viva y desplazar el CPL hacia proa, situándolo más próximo al punto de remolque de proa, para que el remolcador necesite menos potencia a la hora de mantener la posición relativa más efectiva durante los métodos dinámicos de asistencia.



Figura 5.8 Remolcador de escolta ASD “Aleksandr Zryachev” durante su botadura en 2012. Fuente: <http://www.pellaship.ru/en>

La quilla de cajón y el quillón, que se extienden desde una posición a proa de las hélices hasta la parte más saliente de la obra viva por la proa, dándole a la misma una forma sesgada, se trata de una modificación que solamente se puede realizar si el remolcador existente tiene un gran francobordo y una estabilidad muy alta.

Descripción	Ángulo de escora	Empuje	Fs	Fb
Casco y quillón original	13°	100%	27,0 tons	32,5 tons
Con quillón de escolta	11°,6 (DNV máx)	60%	36,8 tons	43,8 tons
Con quillón de escolta	15° (inmersión de la cubierta)	93%	57,0 tons	67,9 tons

Figura 5.9 Predicción de las fuerzas de gobierno (Fs) y fuerzas de frenado (Fb) en un remolcador ASD con y sin quillón de escolta a 10 nudos (Allan, 2000, p. 115).

En la tabla de la figura 5.9 se representan las estimaciones de las fuerzas de gobierno y frenado generadas por un remolcador con un quillón de escolta de 750 mm de profundidad y a 10 nudos, realizadas con potentes programas de ordenador basándose en los resultados de modelos a escala y con una forma de casco similar.

Los resultados de las pruebas de mar llevadas a cabo con un remolcador dotado de un conjunto formado por un quillón y una quilla de cajón de dimensiones importantes⁷ para operar en la refinería de Newfoundland efectuando maniobras de escolta, demostraron que:

- No se producía una pérdida notable en la estabilidad de rumbo navegando de proa;
- No se producía una pérdida notable de maniobrabilidad;
- No se producía una pérdida notable de velocidad en navegación libre;
- Se amortiguaban los balances;
- Se generaba una tensión mayor sobre la línea de remolque al disponer de una mayor superficie lateral de obra viva;
- Desplazaba el CPL hacia proa mejorando la eficiencia general del remolcador y;
- Se mejoraba muchísimo la estabilidad de rumbo navegando de popa y en la operación de escolta a altas velocidades.

Precisamente para mejorar la estabilidad de rumbo navegando atrás se puede instalar un innovador bulbo a proa, el cual proporciona las siguientes ventajas:

- Mejora la estabilidad de rumbo en esta dirección (atrás);
- Desplaza el CPL hacia proa dotando al remolcador de una mejor capacidad de maniobra para adoptar las posiciones más efectivas en el remolque de escolta, empleando la mínima potencia;
- Reduce la resistencia al avance avante cuando el remolcador navega en tránsito, por lo que aumenta su velocidad e;
- Incrementa la superficie lateral de la obra viva y con ello la eficiencia del remolcador con los métodos indirectos de escolta, aunque en cualquier caso, el bulbo no debe sobresalir de la vertical de las defensas de proa.

Las desventajas que ofrecen tanto la quilla de cajón como el quillón son las siguientes:

- Al aumentar la superficie de obra viva y la resistencia lateral, se reduce la velocidad de desplazamiento lateral, lo que resulta un hándicap para los remolcadores portuarios y;
- Cuando trabajan por la popa del buque asistido y éste pone máquina, los filetes líquidos de la estela del buque inciden por ambas caras de la quilla de cajón y el quillón

⁷ Para evitar interferencias con el flujo de agua que discurre hacia las hélices acimutales, en algunos diseños el conjunto de quilla de cajón y quillón se extiende desde la medianía de la eslora hasta aproximadamente 1 m de la defensa de proa.

afectando negativamente a la estabilidad de rumbo, que deben ser contrarrestadas por su excelente capacidad de maniobra.

En 1994 la empresa fabricante de hélices acimutales *Aquamaster-Rauma Ltd.* decidió desarrollar un programa de investigación con el objetivo de diseñar un remolcador de escolta *ASD* que pudiese competir con los *tractor Voith*, para lo cual se llegaron incluso a efectuar pruebas a escala real. El concepto de aquel novedoso remolcador multipropósito *ASD* con capacidades mejoradas de escolta se denominó *Towliner*, el cual no llegó a tener una gran implantación en el mercado. Para cumplir con las tareas de lucha contra incendios, asistencias portuarias, salvamento y lucha contra la contaminación se establecieron los siguientes requisitos de diseño (Gale *et al.*, 1994, pp. 167-168):

- Capacidad de escolta igual o mejor que el remolcador tipo *tractor* equivalente;
- Alta velocidad en navegación libre;
- Buen comportamiento en la mar;
- Un elevado francobordo a lo largo de toda la eslora para evitar la inmersión de la cubierta y el embarque de agua, y conseguir así un mayor margen de estabilidad;
- Una manga comparativamente grande para conseguir una mayor estabilidad inicial⁸;
- Una altura de la cubierta del castillo moderada para mantener el punto de remolque lo más bajo posible, pero al mismo tiempo, unos finos de proa pronunciados para evitar el embarque de agua en la cubierta de proa, a pesar del bajo francobordo relativo;
- La obra viva en la parte de proa con las cuadernas casi verticales y pequeños radios del pantoque para aumentar la fuerza de resistencia lateral y desplazar el CPL lo más a proa posible;
- Una quilla de cajón y un bulbo a proa para aumentar la resistencia lateral y con ello la fuerza de remolque al emplear los métodos dinámicos. Aunque en un principio el bulbo de pequeñas dimensiones en la proa se optimizó para generar altas fuerzas laterales, posteriormente se comprobó que era ventajoso en las condiciones de navegación libre al reducir la resistencia al avance hasta un 7% en el rango normal de velocidades y;
- Posibilidad de incluir el equipo de lucha contra incendios y anticontaminación.

⁸ Para conseguir una mayor estabilidad inicial y evitar ángulos de escora excesivos en los métodos indirectos de operación, la manga de los remolcadores de escolta es ligeramente superior a los demás remolcadores.

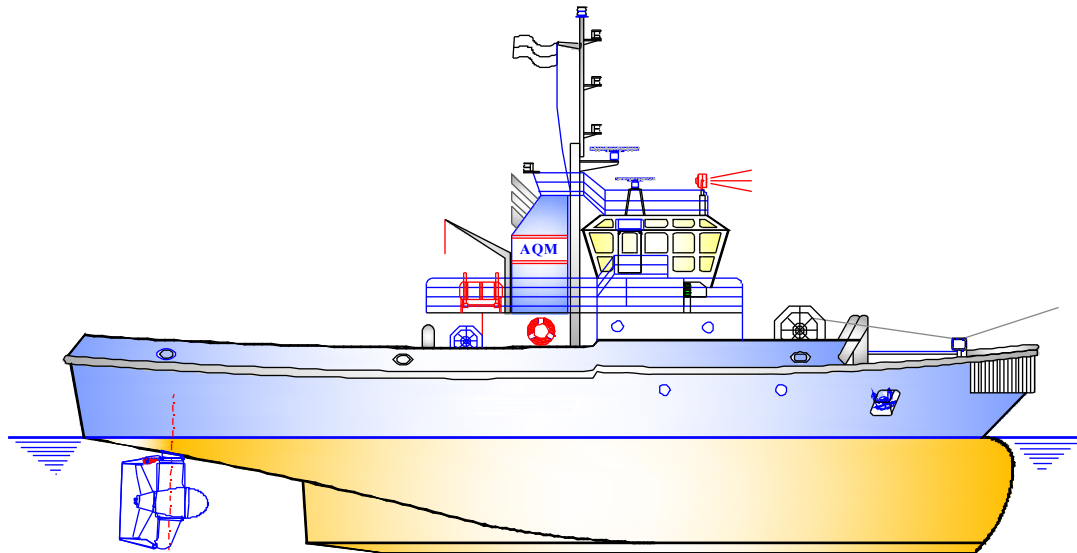


Figura 5.10 Vista lateral del concepto de remolcador ASD Towliner (Gale et al., 1994, p. 165). Dibujo: Santiago I. Baniela.

En las etapas preliminares de diseño se tuvieron en cuenta diferentes posibilidades que intentaban mejorar las capacidades de escolta del casco convencional, como son quillas de balance, quillas de cajón adicionales, forma de la proa (con o sin bulbo) y diferentes disposiciones del equipo y punto de remolque. Durante el estudio se efectuaron pruebas en túneles de viento⁹ y canales de experiencia hidrodinámica y se demostró experimentalmente, entre otras cosas, que dos quillas de balance, situadas en cada costado en la zona de proa, resultaban poco efectivas en la generación de fuerzas laterales en los métodos dinámicos de asistencia aunque si estaban centradas en la medianía de la eslora, mejoraban el comportamiento del remolcador en navegación.

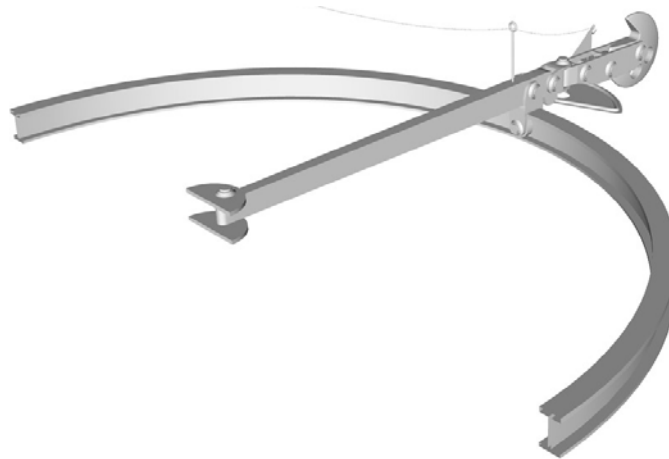


Figura 5.11 Representación del sistema de remolque "towing arch" o gancho de remolque radial. Fuente: <http://www.3dcadbrowser.com>

⁹ Los túneles de viento son una herramienta válida, eficiente y económica que permite comprobar las características del flujo de una amplia variedad de combinaciones casco-apéndices. Para el caso concreto de los remolcadores de escolta, estos ensayos se limitan únicamente a la obra viva del remolcador, y en ellos se registran en todo momento la escora del remolcador.

En las pruebas efectuadas en canales de ensayo, al remolcador se le instaló un punto de remolque radial “*towing arch*” que reduce el brazo de escora progresivamente cuanto mayor es el ángulo de escora en los métodos indirectos de asistencia y es una herramienta muy útil en situaciones extremas cuando, por ejemplo, la línea de remolque está con seno y repentinamente sufre una fuerte tensión que normalmente origina ángulos de escora importantes en el remolcador, incluso con el riesgo de hacerlo volcar (Gale *et al.*, 1994, p. 168).

Además, para reducir los momentos de escora generados durante la maniobra de escolta, la altura de la cubierta del castillo se mantuvo relativamente baja (comparada con muchos remolcadores ASD existentes) lo que combinado con el innovador gancho de remolque radial “*towing arch*” originaba ángulos de escora menores¹⁰.

En general, los resultados de las pruebas de modelo empleando métodos directos e indirectos de asistencia se correspondieron muy bien con los valores medidos a escala real a bordo del remolcador ASD “*Esko*” propulsado por hélices *Aquamaster*. Con los métodos directos de asistencia, no existía una gran diferencia entre las capacidades del *Towliner* y el típico ASD o *tractor-Z*, ya que las fuerzas de frenado se generan directamente por las hélices acimutales y únicamente la estela tiene cierta influencia en los resultados mientras que, con los métodos indirectos, las capacidades del *Towliner* eran incluso mejores que las de un remolcador *tractor-Z* de la época.

Por tanto, se demostró que los apéndices incorporados para mejorar las capacidades de escolta tenían un efecto positivo en el comportamiento general del remolcador¹¹. No obstante, tal y como hemos mencionado anteriormente, es un diseño que no tuvo implantación en el mundo del remolque de escolta.

5.5.2 OPTIMIZACIÓN DEL REMOLCADOR DE ESCOLTA ASD “THORAX”

En general, los antiguos remolcadores ASD se caracterizaban por tener poco francobordo a popa, una superficie de obra viva reducida (ausencia de quillones) y un castillo en proa que originaba un punto de remolque muy alto. Estas circunstancias provocaban que se encontrasen con ciertos inconvenientes a la hora de efectuar la maniobra de escolta a altas velocidades y en condiciones meteorológicas adversas, ya que no podían generar grandes fuerzas sobre el remolque sin alcanzar escoras importantes y sumergiendo la cubierta de popa en el agua (Allan, 2013, p. 8). Un ejemplo típico de lo que estamos afirmando es el trabajo realizado por Robert

¹⁰ El ángulo máximo de escora a 12 nudos empleando los métodos dinámicos en las pruebas de modelo pasó de 23° (sin el sistema de gancho radial) a 11°,5 (con el gancho radial).

¹¹ La quilla de cajón tiene una influencia relativamente pequeña en la resistencia al avance y mejora la estabilidad de rumbo, y el bulbo en proa reduce la resistencia al avance.

Allan para el armador noruego *Ostensjo Rederi AS* con relación al remolcador de escolta “*Thorax*”.

En 1988 *Norsk Hydro ASA* se convirtió en el operador de la terminal de *Sture Crude Oil* situada en el noroeste de Bergen, Noruega, y se comprometió a mejorar la seguridad en todas las operaciones marítimas de la terminal¹². Unos años más tarde, en 1993 empezó a operar en esta terminal (también tenía que operar en la terminal vecina *Mongstad Refinery* de *Statoil*) el remolcador *ASD “Thorax”* (eslora total 45,48 m; manga 13,8 m) especialmente diseñado para actuar en situaciones de emergencia, operaciones de escolta, lucha contra la contaminación y conrainscendios (Rokstad, 2000, p. 43). Las capacidades operativas fueron definidas conjuntamente por los armadores *Ostensjo Rederi AS* y las terminales *Norsk Hydro* y *Statoil*, teniendo en cuenta las condiciones meteorológicas hostiles que afectan a esa zona y la posibilidad de que un buque tanque sufra una varada con el consiguiente riesgo de derrame de hidrocarburo (Amundsen, 2000, p. 47).

En cuanto a la operación de escolta se exigió que el remolcador fuese capaz de dar y hacer firme la línea remolque en zonas abiertas, en situaciones de mal tiempo y a altas velocidades, para lo cual se diseñó con un *bollard pull* de 90 tons y una cubierta del castillo bastante elevada, que garantiza la seguridad de las operaciones y sirve de protección para la tripulación en las condiciones meteorológicas hostiles que habitualmente azotan la costa oeste de Noruega.

Durante la década de los 90, el nivel mayor de exigencia para efectuar el remolque de escolta, especialmente con los métodos dinámicos a altas velocidades (generando fuerzas superiores a su *bollard pull*), provocó que aquellos remolcadores destinados a trabajar en zonas con mal tiempo tenían que tener un francobordo lo suficientemente elevado para garantizar la seguridad de la operación y mantener la cubierta de trabajo seca. Sin embargo, un francobordo muy elevado origina un momento de escora importante cuando el cabo de remolque coge tensión, que puede provocar una reducción de la notación de Clase de la Sociedad de Clasificación.

Para el caso concreto de la terminal de *Sture*, tras las nuevas exigencias impuestas con los métodos dinámicos, surgió la duda de saber si el remolcador *ASD “Thorax”* seguía siendo válido llevar a cabo estas operaciones, que suponían un aumento en la seguridad de los buques escoltados al generarle unas fuerzas de gobierno y frenado superiores y a altas velocidades. Previamente, antes de las modificaciones realizadas, se asumía que el remolcador era válido exclusivamente para trabajar con el método directo a bajas velocidades, donde el *bollard pull* era el parámetro fundamental para controlar la derrota del buque, principalmente a velocidad cero.

¹² De hecho, *Norsk Hydro* fue uno de los primeros operadores en tener en cuenta las necesidades y beneficios de realizar el remolque de escolta y contar con un servicio de respuesta ante emergencias en sus terminales, que empezó a aplicar en 1989.

Por otra parte, la escora de cualquier remolcador bajo la influencia de una línea de remolque con el método indirecto es directamente proporcional al brazo de escora, es decir, la altura del punto de remolque respecto al CPL. Por tanto, aunque en la fase de diseño se debe tener en cuenta que el punto de remolque debe permanecer lo más bajo posible, en ocasiones, es una consideración que es diametralmente opuesta al hecho de mantener la cubierta de trabajo lo más seca y segura posible (mayor francobordo), y el remolcador ASD “Thorax” es el ejemplo perfecto, pues la elevada altura de su proa le proporciona una zona de trabajo muy segura para la tripulación (incluso en las peores condiciones meteorológica) pero el brazo de escora generado por la línea de remolque cuando coge tensión es muy grande, principalmente cuando trabaja en las proximidades del través.

Por esta razón, en julio de 1998, el operador noruego *Ostensjo Rederi A/S* acordó con *Norsk Hydro* acudir a la firma *Robert Allan Ltd.* para que le recomendase qué modificaciones podían efectuar en el ASD “Thorax” con el objetivo de mejorar sus capacidades de escolta al emplear los métodos dinámicos de operación (de acuerdo a los requisitos de la clase *DNV*) combinando y optimizando estas capacidades de escolta con las asistencias portuarias (atraque/desatraque)¹³. Las modificaciones, llevadas a cabo en el astillero noruego *Wärtsila NSD* durante un periodo de tan solo 3 semanas, fueron las siguientes (Amundsen, 2000, pp. 52-54):

- Retirar parcialmente el quillón existente a popa e instalar una nueva quilla de cajón de 85 cm de altura que se extiende desde la proa hasta la parte de más a popa del quillón con el objeto de incrementar la superficie lateral de obra viva, mejorar la maniobrabilidad y desplazar el CPL hacia proa¹⁴;
- Debido a la altura excesiva de la cubierta del castillo sobre la que está instalada la maquinilla de remolque principal y con el objetivo de reducir el momento de escora generado durante los métodos indirectos de operación, se instaló un punto de remolque más bajo “*low tow-point*” de tal forma que la línea de remolque sale de la maquinilla y

¹³ Se consideraba que con la aplicación de los métodos indirectos de asistencia se reducía el riesgo de accidentes un 72% para todos los escenarios posibles (tanto en la recalada como en la salida de la terminal) lo que aumentaba el periodo de estimación de una embarrancada de 34 años a 121 años (los niveles de riesgo aceptables son difíciles de definir y pueden variar en función de las terminales o los casos concretos). En 1991 la sociedad gubernamental *Norges Offentlige Utredninger* (cuya traducción literal es “*Informes públicos de Noruega*”) en Noruega llevó a cabo una evaluación de riesgos centrándose en la seguridad medioambiental de las vías de navegación, terminales y puertos de este país. El informe calculó que la probabilidad de que un buque sufriese un accidente relevante durante la recalada o salida de las terminales o puertos de mayor tamaño variaba desde 1×10^{-4} hasta $2,5 \times 10^{-4}$ (en concreto para la terminal de *Sture* la probabilidad que se calculó era de $1,34 \times 10^{-4}$ lo que, suponiendo unas 297 escalas al año, equivalía a un periodo de 12,6 años). El nivel aceptable según el informe de *Norges Offentlige Utredninger* de 1991 era de 0,065 accidentes importantes por año, lo que suponía un accidente cada 15,4 años (desde entonces, se prestó más atención a la seguridad marítima por lo que probablemente hoy en día, el nivel de accidentes aceptable sería menor). Los datos estadísticos de dicho informe también incluían incendios, explosiones y fallos estructurales, que representaban el 50% de los accidentes, y el 50% restante era atribuible a colisiones y varadas.

¹⁴ Aunque una quilla de cajón más profunda generaría todavía mayores fuerzas de gobierno cumpliendo los criterios de estabilidad del *DNV*, debido a criterios operacionales de calado y maniobrabilidad, se optó por una quilla de cajón un poco más pequeña.

desciende por una guía o túnel de acero inoxidable de gran longitud (a modo de escobén del ancla) que sale justo por encima de la línea de agua en el costado (amura de estribor). Para permitir que la línea de remolque laboree clara y sin interferencias, se hicieron una serie de modificaciones en la cubierta del castillo de tal modo que la línea de remolque pasa de la maquinilla en la cubierta directamente a la nueva guía instalada. Además, para evitar el embarque de mar en la cubierta del castillo a través del túnel de acero, especialmente en situaciones de mal tiempo, se diseñó e instaló una especie de tanque de amortiguación “*damping tank*” que permite que el agua que accede por el nuevo punto de remolque se expanda en este tanque y evita que llegue a la cubierta del castillo. La experiencia demostró que incluso en situaciones de mal tiempo, el agua de mar no alcanza la cubierta del castillo e;

- Incrementar el tiro de la maquinilla de remolque a 140 tons para que pudiera ser capaz de trabajar dinámicamente con las máximas fuerzas de gobierno.

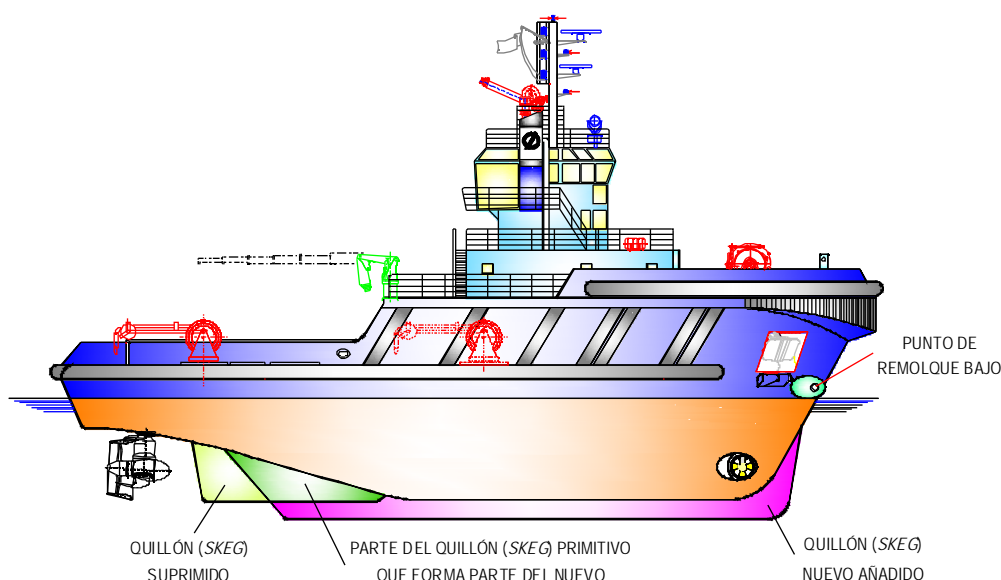


Figura 5.12 Representación del remolcador ASD “Thorax” tras las modificaciones realizadas en el quillón y el punto de remolque al objeto de mejorar su eficiencia (Allan, 2000, p. 116). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Se demostró experimentalmente que la combinación de estas modificaciones mejoró radicalmente las capacidades de escolta del remolcador cuando utiliza los métodos indirectos¹⁵ y gracias a la instalación del conjunto quilla de cajón/quillón, se redujeron los balances haciendo un remolcador más cómodo para la tripulación en todas las condiciones.

¹⁵ Antes de efectuar las modificaciones, si al utilizar los métodos dinámicos se establecía como escora máxima aceptable el ángulo de inmersión de la cubierta (trancanil) en el agua o el criterio de estabilidad del DNV (13°-13°,5), las fuerzas de gobierno generadas eran muy bajas.

Previamente, antes de que efectuasen dichas modificaciones, se habían efectuado cálculos con programas informáticos que revelaron que, a 10 nudos y empleando el criterio del *DNV* como ángulo límite de escora aceptable, la fuerza de gobierno y frenado podría ser 130 tons y 165 tons respectivamente. Las pruebas efectuadas una vez finalizadas las modificaciones confirmaron la mayor eficiencia y estabilidad del remolcador con los métodos dinámicos de asistencia sin que la instalación de la quilla de cajón afectase negativamente a la maniobrabilidad del mismo. Por otra parte, aunque el descenso del punto de remolque demostró ser efectivo, digamos que no fue aplicado de forma generalizada a otros remolcadores *ASD* con problemas similares, posiblemente debido a la lentitud de la maniobra en caso de que falte el remolque o a que el mensajero de la línea de remolque, en la maniobra inicial de tomar el remolque, no llegue hasta la popa del buque escoltado.



Figura 5.13 Remolcador *ASD* "Thorax" en el que se observa el nuevo punto de remolque situado justo por encima de la línea de flotación en la amura de estribor. Fuente: <http://www.shipspotting.com>

Otra modificación interesante analizada fue la posibilidad de instalar un punto de remolque secundario más hacia proa del punto de remolque principal, de forma análoga al que instalan muchos remolcadores *tractor Voith* en las proximidades del extremo de popa, y que resulta particularmente útil en el modo de navegación de escolta, a altas velocidades y con la línea de remolque sin tensión, ya que proporciona una mejor capacidad de gobierno. No obstante, en cuanto el remolcador tenga que generar fuerzas de gobierno con los métodos indirectos, este punto de remolque secundario tiene que arriar inmediatamente el cabo para que empiece a trabajar sobre el punto de remolque principal (Amundsen, 2000, p. 55). Este cambio tiene que efectuarse de forma rápida, segura y aunque la línea de remolque esté sometida a cierta tensión, por lo que los armadores, junto con el fabricante *Karmoy Winch AS*, desarrollaron un nuevo

conjunto de *pasadores de remolque* “*towing pins*” especialmente diseñados para la escolta y con capacidad de arriar el remolque en tensión de forma rápida y sin dañarla. En realidad, se trataba de una mejora realizada en el conocido sistema de “*towing pins*” del mismo fabricante pero construido en acero inoxidable con una plancha de cierre bien redondeada en su parte superior, para que cuando estén replegados dispongan de una superficie de la cubierta lisa y enrasada.



Figura 5.14 *Guía retráctil del fabricante Karmoy montada en el extremo de popa del remolcador de escolta tractor Voith “Velox”. En un remolcador ASD, y por las razones expuestas, se situaría en el extremo de proa. Foto: Santiago I. Baniela.*

Finalmente, en la década pasada se implementó el uso de remolcadores ASD para las operaciones de escolta, ganando cada vez más adeptos con el paso del tiempo¹⁶. Estos nuevos diseños disponen de grandes quillones/quillas de cajón situados en la parte de proa y bajo el punto de remolque, de tal forma que son apéndices que trabajan exactamente igual que los quillones de los remolcadores *tractor Voith*, originando junto con el casco, las fuerzas hidrodinámicas necesarias para desarrollar altas fuerzas de gobierno con los métodos indirectos de asistencia. La principal diferencia entre ambos es que los quillones de los ASD tienden a tener una relación de aspecto baja respecto a los quillones ligeramente más eficientes y con una relación de aspecto más alta de los remolcadores *tractor Voith* (Allan, 2013, p. 12).

¹⁶ En 2005 se inició la construcción de varios remolcadores de escolta de la clase *RAstar* de *Robert Allan Ltd.* para operar en las mayores terminales de *LNG* del mundo, para lo cual disponen de un casco con “*sponsons*”, un profundo quillón a proa y una posición optimizada del punto de remolque.

5.6 ESTUDIO COMPARATIVO DEL RENDIMIENTO HIDRODINÁMICO DE LOS REMOLCADORES DE ESCOLTA *TRACTOR VOITH*, *TRACTOR-Z* Y *ASD*

5.6.1 INTRODUCCIÓN

Las fuerzas de gobierno y frenado (o retardo) generadas por un remolcador empleando los métodos indirectos (dinámicos) de asistencia suponen una importante interacción entre el flujo de agua alrededor de su casco y el flujo de agua que discurre hacia los propulsores. Por ello, las pruebas de modelos a escala en canales de ensayo en las que se analizan las capacidades hidrodinámicas de los remolcadores, suponen una aproximación bastante real a la comprensión de estas complejas interacciones ya que, a pesar del éxito que tuvieron los diseños de remolcadores de escolta (fruto de las diferentes combinaciones de apéndices y sistemas de propulsión), existen relativamente pocos estudios al respecto, debido fundamentalmente a los elevados costes que suponen estas pruebas respecto a los beneficios que aportaría el proyecto de un único remolcador.

Como los remolcadores portuarios tradicionales no tenían ni la estabilidad suficiente ni un casco con unas formas adecuadas para generar grandes fuerzas en la operación de escolta, se construyeron una serie de remolcadores genuinos de escolta de última generación y se pusieron en práctica nuevos métodos operativos de asistencia en los cuales se utilizaban las fuerzas hidrodinámicas creadas cuando se orientaban con un ángulo grande de ataque o deriva respecto al flujo de agua (Allan, Bartels and Molyneux, 2000, p. 57). En principio, estos nuevos remolcadores deberían poder efectuar la escolta en condiciones suficientes de seguridad con un ángulo de deriva de 90° hasta 8 nudos y con un ángulo de deriva de 45° hasta 12 nudos.

Para mantener la posición por la popa del buque con un ángulo de ataque no nulo contrarrestando las fuerzas hidrodinámicas del casco, resulta fundamental la capacidad de generar empuje en sentido omnidireccional ya que los sistemas convencionales de generación de fuerzas transversales (timón y hélice de proa), no son suficientes mantener esta posición a altas velocidades. Por tanto, el diseño y los métodos operativos del remolque de escolta supusieron un cambio importante con respecto a las prácticas habituales de los remolcadores convencionales, aunque inicialmente sus formas no se diferenciaban mucho de los remolcadores portuarios con propulsión omnidireccional (Allan and Molyneux, 2004, pp. 192-193).

Precisamente a raíz de la introducción de la maniobra de escolta a principios de la década de los 90, en ocasiones, el remolcador tenía que asumir (además de las operaciones de escolta propiamente dichas) otros roles como asistencias portuarias, salvamento, lucha contra la contaminación, etc. por lo que muchos armadores buscaron un diseño de remolcador que

pudiese incorporar todos aquellos elementos que le permitiesen efectuar todas estas funciones con el mínimo compromiso. Además, como los contratos del remolque de escolta de las terminales pueden considerarse a corto plazo y tras un contrato (por ejemplo, 10 años) a la hora de renovarlo puede perderse en favor de otro competidor, los armadores pretendían que el remolcador dedicado a operaciones de escolta (que suponía una gran inversión inicial) contase con unas características, un diseño y especialmente un sistema de propulsión que, llegado el momento, le permitiese ser válido para otros mercados. Por tanto, analizaremos a continuación las alternativas inicialmente disponibles y las propuestas de *Robert Allan Ltd.* en cuanto a la configuración de los sistemas de propulsión.

5.6.2 DISEÑOS PROPUESTOS: REMOLCADOR *TRACTOR VOITH*, *TRACTOR-Z* Y *ASD*

La propulsión mediante hélices cicloides, fabricadas por *Voith-Schiffstechnik GmbH* fue ampliamente aceptada por toda la comunidad marítima para utilizarse a bordo de los remolcadores de escolta. Estas hélices, instaladas en la parte de proa del remolcador, proporcionan un empuje uniforme y omnidireccional y, gracias a la característica de su paso variable, una capacidad de operar a velocidades y en regímenes de flujo variables. Como hemos visto al tratar este tipo de remolcador, a popa (cabeza opuesta a la propulsión) tiene un quillón proyectado bajo el casco que genera una fuerza de sustentación transversal “*lift*” muy importante en la operación de escolta. Aunque el empuje específico en la relación fuerza/potencia (kN/kW) de un propulsor *VSP* es peor que en una hélice convencional, es un sistema con el que se tiene un control del empuje y maniobrabilidad excelente.

En 1997 *Robert Allan Ltd.* desarrolló un diseño de casco único para el remolcador de escolta *tractor Voith*, cuya materialización fue la construcción en el 2000 en los astilleros *Zamakona*, Bilbao, del remolcador *tractor Voith “Ajax”* para el operador noruego *Ostensjo Rederi A/S*, con la intención de generar 150 tons de fuerza de gobierno a 10 nudos cumpliendo con los requisitos de estabilidad de la clase *DNV*¹⁷. Las especificaciones iniciales básicas para este nuevo remolcador de escolta fueron las siguientes (Allan, Bartels and Molyneux, 2000, p. 57):

- Tener un buen comportamiento en la mar en cualquier tipo de operación y condición meteorológica en la costa oeste de Noruega y el Mar del Norte;
- Trabajar de forma segura navegando con el quillón hacia el buque asistido “*skeg-first*” con una altura de ola significativa de hasta 6 m y;
- Ser capaz de navegar libremente de proa “*drives-first*” en las condiciones de mar más extremas.

¹⁷ En realidad, se demostró que a 10 nudos la fuerza de gobierno generada es de 160 tons y la de frenado 180 tons, a pesar de disponer de un *bollard pull* de tan solo 93 tons y una eslora total de 41,6 m.

Teniendo en cuenta lo anterior, los diseños iniciales centraron sus esfuerzos en mejorar la capacidad de operar y navegar de forma eficiente en ambas direcciones, principalmente en el modo de escolta “*skeg-first*”¹⁸. Aunque la forma inicial del casco era muy similar a los diseños convencionales de *tractor Voith*, se incorporaron una serie de características innovadoras, entre las que destacaban:

- Unos costados muy ensanchados “*sponsons*” a partir de la línea de flotación que proporcionaban:
 - Mayor estabilidad al remolcador en las escoras alcanzadas durante la escolta;
 - Una manga en la flotación razonablemente pequeña para tener una velocidad en navegación libre lo más alta posible (Allan and Molyneux, 2004, pp. 193-194);
 - Una mayor superficie de cubierta para una eslora dada y;
 - Una barrera de protección para el embarque de agua en cubierta con facilidad¹⁹.
- Una modificación en la geometría del quillón para incrementar la superficie y fuerza lateral o sustentación dinámica “*lift*”.

Como a cualquier otro remolcador *tractor Voith*, al “*Ajax*” se le instalaron dos hélices de palas cicloidales y bajo las mismas, la plancha de protección. En la figura 5.15 se representa en 3D el casco del remolcador “*Ajax*” propuesto y que fue objeto del análisis comparativo.

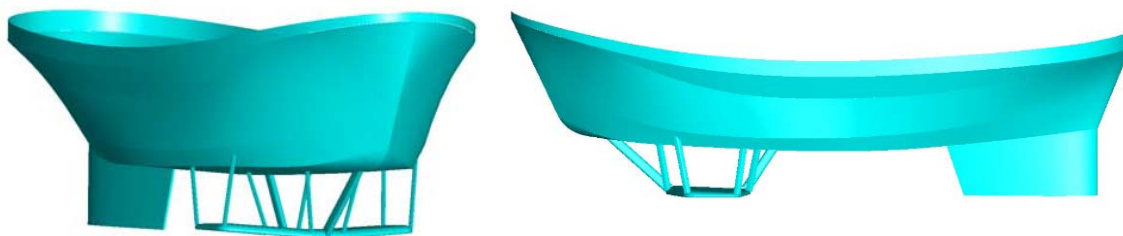


Figura 5.15 Representación del casco del remolcador tractor Voith sin las hélices cicloidales pero con la estructura de protección de las mismas y el quillón (Allan and Molyneux, 2004, pp. 194-195).

¹⁸ Las primeras pruebas de modelos a escala efectuadas en canales de ensayo demostraron que navegando entre olas y de proa “*drives-first*” o “*drives-forward*”, el modelo se comportaba bien en todas las condiciones y solamente a 8 nudos y con olas de 5 m, alguna de ellas rompía sobre la borda, es decir, entre 4-6 olas en un periodo de 10 minutos. Navegando de popa “*skeg-first*” o “*skeg-forward*” se constató un ligero incremento en el número de olas embarcadas en cubierta, concretamente entre 8-10 olas en un periodo de 10 minutos. En cualquier caso, la cantidad de agua acumulada sobre la cubierta no era lo suficientemente importante como para afectar de forma negativa a la operación general de remolcador. Además, se comprobó experimentalmente que los movimientos del remolcador navegando con la proa hacia el mar eran ligeramente inferiores que navegando con la popa.

¹⁹ El remolcador “*Ajax*” en su viaje de inaugural para su entrega en octubre del 2000, se encontró en el Golfo de Vizcaya con vientos huracanados y un mar de través con olas de más 15 m, y aunque los ángulos de escora fueron importantes, se comportó muy bien y demostró que tenía una amplia reserva de estabilidad, incluso en situaciones de muy mala mar.

Como la geometría del casco del remolcador *ASD* no se ajustaba a la alta relación de aspecto de un *tractor Voith* provisto de un quillón²⁰, este remolcador incorporaba un conjunto formado por una quilla de cajón “*box keel*” y un quillón de escolta “*escort skeg*” para generar las fuerzas hidrodinámicas necesarias en la maniobra de escolta, que se desplazan desde el extremo de proa y hacia popa a lo largo de una distancia de aproximadamente de $0,60 \times LWL$.

Las principales ventajas de este diseño son un empuje específico en la relación fuerza/potencia (kN/kW) al menos un 20% superior al sistema de propulsión cicloidal (muy importante para prestar asistencia a los grandes buques a bajas velocidades), un calado menor y una velocidad mayor en navegación libre debido a la menor resistencia al avance que presentan sus apéndices. El coste general del sistema acimutal también es inferior al cicloidal a igualdad de potencia, y considerablemente más bajo para un conseguir el mismo *bollard pull*.

Las principales desventajas son, por una parte, la fuerza enorme que debe realizar el sistema de gobierno para girar las hélices cuando éstas trabajan muy cargadas a altas velocidades y por otra, que los motores diésel pueden sobrecargarse “*stall*” en esta condición, aunque puede evitarse con un control lógico del sistema (Allan and Molyneux, 2004, p. 194).

En la figura 5.16 se representa el casco del *ASD* propuesto para ofrecer el mismo rendimiento en cuanto a fuerzas de gobierno y frenado que el *tractor Voith* “*Ajax*”.

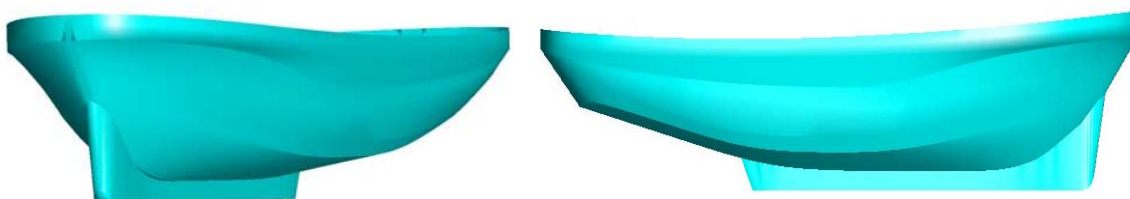


Figura 5.16 Representación del casco del remolcador *ASD* sin hélices para ofrecer el mismo rendimiento que el *tractor Voith* (Allan and Molyneux, 2004, pp. 194-195).

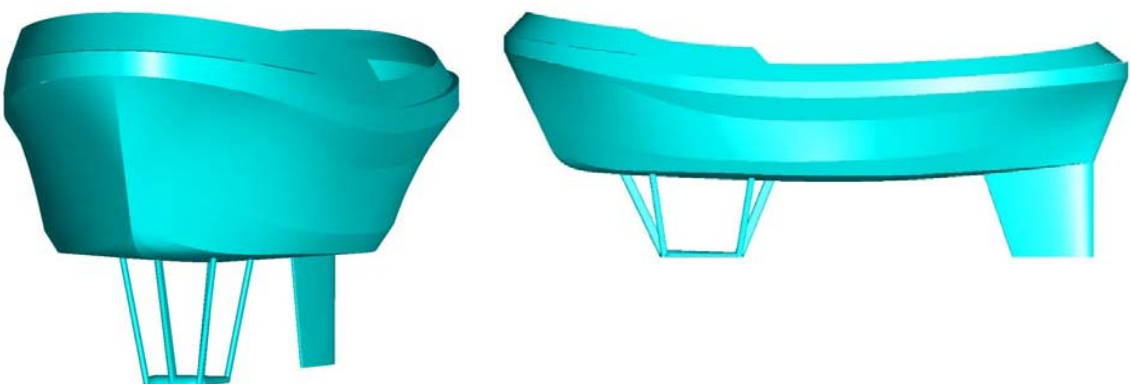


Figura 5.17 Representación del casco del remolcador *tractor-Z* sin hélices (Allan and Molyneux, 2004, pp. 194-195).

²⁰ La relación de aspecto “*aspect ratio*” es la relación entre la altura y la cuerda en su sección media.

La tercera opción considerada fue el remolcador *tractor-Z* (ver figura 5.17) con un casco igual que el *tractor Voith* y por tanto con las ventajas que le proporcionaba el quillón pero propulsado por hélices acimutales, que generaban un empuje específico más alto que las hélices ciclooidales. Debido a la mayor proyección vertical de las hélices acimutales bajo el casco comparado con las hélices ciclooidales del *tractor Voith*, tenía un calado mayor que éste por lo que para garantizar el apoyo del remolcador al entrar en dique seco, el quillón también tenía mayor altura. Precisamente para servir de punto de apoyo al entrar en dique seco y de protección de las hélices, se instaló una estructura de protección en sus cercanías y que no tiene por qué rodear completamente a las hélices ya que de hecho, lo más común, es instalarla por la cara de proa de las mismas y en la línea de crujía.

5.6.3 LAS PRUEBAS REALIZADAS CON LOS MODELOS

Las pruebas de los tres diseños propuestos se llevaron a cabo en el *National Research Council* del *Institute for Ocean Technology* de Canadá (Allan and Molyneux, 2004, p. 196), donde los modelos, de aproximadamente las mismas dimensiones, fueron lastrados para conseguir el desplazamiento, calado y altura metacéntrica transversal requerida. El objetivo de estas pruebas, en un principio, era medir las fuerzas hidrodinámicas y los momentos de giro creados por los diferentes cascos y sus apéndices, sin instalar los sistemas de propulsión, y abarcando los ángulos de deriva más probables durante la operación de escolta. Por razones de simplicidad se consideraron solamente dos velocidades, 10 nudos, que representaba la máxima fuerza de gobierno (hasta 45° de deriva) y que en la práctica se correspondía con la velocidad máxima de escolta y, 6 nudos que representaba la velocidad más alta a la que se conseguía la fuerza requerida de 150 tons, con un ángulo de deriva de hasta 105°.

Se demostró que cada casco, hasta el punto en el que se produce la separación del fluido “*stall*”, presenta una relación casi lineal entre la fuerza de gobierno generada (componente perpendicular a la dirección del movimiento del agua) y el ángulo de deriva, y desde ese punto en adelante, la fuerza de gobierno disminuye hasta ser nula (situada entre 80° y 90° de ángulo de ataque). No obstante, la máxima fuerza de gobierno desarrollada y el ángulo en el que se produce la separación del fluido “*stall*” varían según la forma del casco. El remolcador ASD (sin tener un quillón de grandes dimensiones) desarrolló la fuerza de gobierno más elevada y con el mayor ángulo de separación del fluido, aunque con ángulos de deriva inferiores a 30°, desarrolló la fuerza de gobierno más pequeña, demostrando que cuando realmente es efectivo es al trabajar con ángulos de deriva muy grandes. Referente a los remolcadores *tractor Voith* y *tractor-Z*, generaron unas fuerzas de gobierno muy similares hasta los 25° de deriva, pero por encima de este valor la eficiencia del *tractor Voith* era mayor, posiblemente porque la alta relación de aspecto del quillón del *tractor-Z* produce la separación del fluido a ángulos de deriva inferiores.

En cuanto a la posición del CPL respecto al ángulo de deriva, se comprobó que existía una gran diferencia entre los cascos con quillones de grandes dimensiones (tipo *tractor*) y el casco con un conjunto quilla de cajón/quillón más pequeño (*ASD*). Para el casco *ASD*, la posición del CPL solamente se empieza a estabilizar para ángulos de deriva superiores a 40°, en cambio, los cascos del *tractor Voith* y *tractor-Z* presentan características muy similares, con el CPL permaneciendo casi constante con ángulos de deriva entre 15° y 30°²¹. También se comprobó que las grandes planchas de protección de las hélices instaladas en los remolcadores tipo *tractor* son una desventaja cuando el ángulo de deriva es nulo, debido a que originan mayor resistencia al avance (Allan and Molyneux, 2004, pp. 197-199).

Aunque analizar las fuerzas generadas únicamente por los cascos es útil para comparar la actuación de los diferentes diseños, esto no representa una situación realista dado que, como es lógico, el remolcador precisa de un sistema de propulsión para desplazarse y mantener la posición de equilibrio con los métodos dinámicos, de tal forma que las fuerzas generadas por el sistema de propulsión influyen en las fuerzas de gobierno y frenado que éste es capaz de desarrollar. Por esta razón, en una segunda fase se instalaron los respectivos sistemas de propulsión en los modelos.

Las variables que más influyen en la fuerza máxima que puede generar un remolcador sobre el buque escoltado son la situación longitudinal del punto o guía de remolque “*towing staple*” y la potencia entregada a las hélices (para mantener la posición respecto al flujo de agua). En la práctica, el diseñador o ingeniero naval puede que no tenga mucha flexibilidad a la hora de seleccionar el sistema y/o la potencia máxima de propulsión instalada, por lo que en principio, resulta más fácil ajustar la posición del punto de remolque, aunque en ocasiones, también se ve condicionada por la disposición general de la acomodación, los equipos y la distribución de pesos.

Cuando el punto de remolque alcanza la situación del CPL, en principio, el sistema de propulsión no tendría que generar ningún momento para contrarrestar el momento de giro del remolcador y mantenerlo en la misma posición, de tal forma que toda la potencia propulsora puede dirigirse en la dirección de su línea de crujía. Por tanto, la situación del CPL se convierte un factor crítico en la seguridad del remolcador, pues en caso de una avería en el sistema de propulsión, si el punto de remolque está situado entre el CPL y el extremo de la cabeza de trabajo del remolcador, bajo la influencia de la tensión de la línea de remolque, éste gira automáticamente hasta alcanzar una posición dinámicamente estable por la popa del buque y no se vería atrapado en una situación muy peligrosa como combinación del rápido ángulo de deriva y los balances.

²¹ No obstante, la experiencia demuestra que los remolcadores *ASD* no tienen peor estabilidad de rumbo que los *tractor Voith*.

A velocidades superiores a los 4 nudos, generando altas fuerzas de gobierno, los tres remolcadores desarrollan fuerzas de gobierno muy similares hasta los 8 nudos, pero a 10 nudos, el *tractor Voith* genera las fuerzas más altas²², seguido por el *tractor-Z* y finalmente el *ASD*. Generando altas fuerzas de frenado, el *tractor-Z* desenvuelve fuerzas de frenado más altas que el *tractor Voith* y el *ASD*, que tienen valores muy similares a partir de los 8 nudos, aunque el *ASD* genera fuerzas ligeramente superiores entre los 4 y 6 nudos. Se considera que la mayor eficiencia del remolcador *tractor-Z* respecto al *ASD* se debe a que las hélices del *tractor-Z* están situadas en una zona más expuesta, de tal forma que el flujo de agua hacia las mismas discurre casi siempre libremente (su casco apenas tiene algún efecto de protección), y respecto al *tractor Voith* se estima que es debido a que el momento del flujo de agua en el recorrido de las hélices es superior, como consecuencia de la mayor velocidad rotacional y el área más pequeña afectada por la hélices (Allan and Molyneux, 2004, pp. 199-201).

Por tanto, aunque las pruebas de modelos sin instalar los sistemas de propulsión son un método práctico de predicción preliminar de las fuerzas hidrodinámicas en una situación de flujo compleja, tras dotar a los modelos de sus propulsores se demostró que las diferencias en las capacidades existentes entre los remolcadores *tractor Voith*, *tractor-Z* y *ASD* son mínimas, posiblemente como consecuencia de las interferencias entre el flujo de agua alrededor del casco y el flujo a través del sistema de propulsión. De esta forma, se deduce que es posible construir un remolcador de escolta eficiente con cualquiera de esos tres diseños ya que todos ellos pueden desarrollar grandes fuerzas de gobierno con unas dimensiones y un desplazamiento muy similares. No obstante, qué duda cabe que para diseñar el remolcador de mayor éxito se debe tener en cuenta otros factores como son el *bollard pull*, la velocidad en navegación libre, la flexibilidad de diseño, los costes iniciales y operativos, el calado, la fiabilidad, el comportamiento del sistema de propulsión y, quizás lo más importante, el impacto que tiene el sistema de propulsión en la flexibilidad general del remolcador para efectuar diversas operaciones. Transcurridos varios años desde la introducción del remolque de escolta, y tras consultar diversa bibliografía sobre el tema, se llega a la conclusión de que actualmente los remolcadores más eficientes y que por tanto son los más demandados por los operadores para prestar el servicio de escolta son el *tractor Voith*, el *ASD* y el *Rotor-Tug*, quedando la construcción del *tractor-Z* en un segundo plano y en franco retroceso (Allan, 2016, p. 26).

²² También se efectuaron pruebas con un modelo del casco del *tractor Voith* al que se le instaló un quillón un 50% más grande que el quillón convencional, de tal forma que para mantener el mismo calado (y garantizar la estabilidad cuando entrase en dique seco) se incrementó la cuerda del quillón un 50%, reduciendo la relación de aspecto. Este quillón modificado generó las mayores fuerzas de todos los modelos probados, con una fuerza de gobierno aproximadamente un 20% superior que la del quillón estándar. También se probó otro quillón con la misma superficie y relación de aspecto pero con una aleta articulada en la arista de popa, que representaba aproximadamente 1/3 de la superficie total del quillón. Cuando se activaba la aleta, las fuerzas de gobierno se incrementaban aproximadamente un 10% con respecto al quillón convencional. No obstante, la forma y diseño final del quillón está determinado por más factores que el hidrodinámico, como facilitar un apoyo estable al remolcador cuando entra en dique seco o servir de protección de las hélices.

5.7 EVOLUCIÓN DE LOS DISEÑOS DE LOS CASCOS DE LOS REMOLCADORES *TRACTOR VOITH*

El diseño del remolcador *tractor Voith* fue el primero en ser ampliamente aceptado como remolcador de escolta, sencillamente porque desde sus inicios su funcionamiento se basó en el desarrollo de grandes fuerzas con los métodos indirectos, generadas en parte por el quillón “*skeg*” situado en la misma vertical del punto de remolque a popa.



Figura 5.18 El “Bess”, primer remolcador tractor Voith en ser diseñado para trabajar navegando siempre de popa “*skeg first*” (unidireccional). Fuente: <http://www.shipspotting.com>

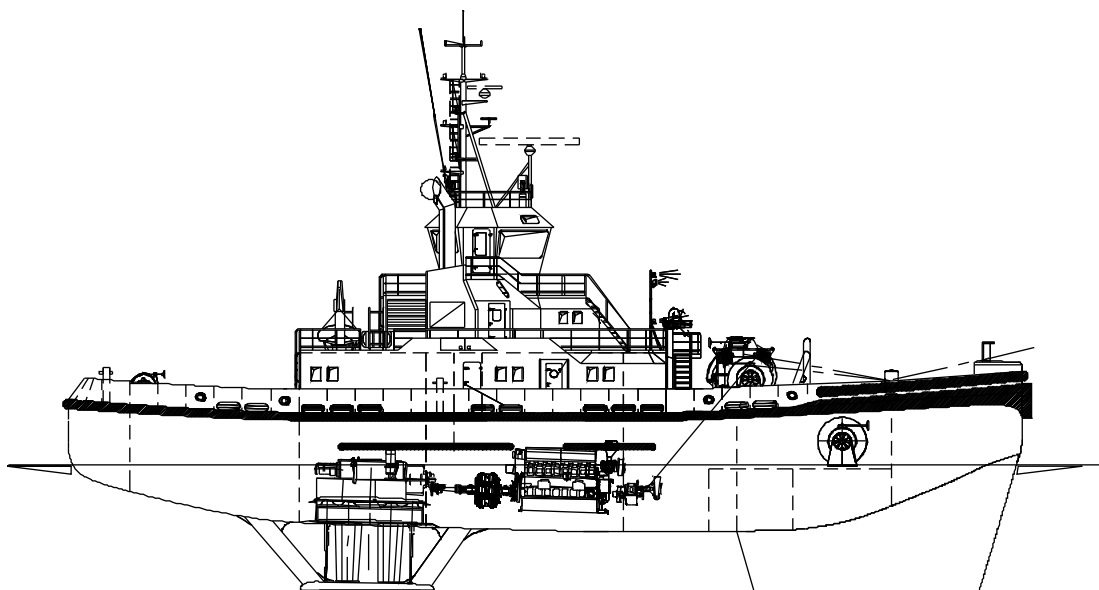


Figura 5.19 Vista lateral del “Baut”, remolcador tractor Voith gemelo del “Bess”. Fuente: <http://www.voith.com>. Dibujo: Santiago I. Baniela.

Los primeros diseños de remolcadores *tractor Voith* fueron configurados para trabajar sobre su popa y navegar de proa “*drives forward*” de tal forma que, en las maniobras portuarias, para empujar, el remolcador simplemente se desplazaba atrás “*skeg first*” o “*fin forward*”. La desventaja de esta configuración era que el remolcador trabajaba en los momentos críticos de las maniobras desplazándose atrás, y la distribución de los equipos y controles en el puente típicamente están orientados para navegar de proa (Allan, 2013, pp. 11-12).

El operador noruego *Bukser og Berging A/S* detectó este inconveniente de la distribución de los equipos en el puente y construyó una serie de remolcadores con un diseño innovador, los cuales estaban plenamente capacitados para trabajar de popa “*skeg-forward VWT*” o “*skeg first*” (Sturmhofel and Bartels, 2000, p. 274). El primero de ellos fue “*Bess*”, botado en 1994, en el cual tal y como se puede apreciar en la figura 5.18, tenía una forma de casco poco convencional, con la proa con una forma bastante cuadrada y la popa afilada, por lo que estaba capacitado para trabajar de forma unidireccional navegando siempre de popa, es decir, con el quillón hacia el buque asistido “*fin forward*”, tanto en el remolque portuario como de escolta a altas velocidades. Esto le permitía navegar al costado del buque mejor que lo hacían los demás remolcadores a las velocidades medias aunque su bajo francobordo limitaba sus capacidades marineras. No obstante, la forma tan cuadrada de su proa hacía que no fuesen muy apropiados para efectuar las operaciones de atraque y desatraque en la dirección opuesta a la habitual y tampoco el remolque ordinario. Por esta razón, *Robert Allan Ltd.* diseñó una serie nueva de remolcadores como el “*Ajax*” (botado en el 2000 para el operador *Østensjø Rederi AS* con una eslora 41,60 m) que tenían una forma de casco más bidireccional²³ siendo configurados para efectuar tanto el remolque de escolta con el quillón hacia el buque asistido “*fin forward*” como la operación de remolque en el modo *tractor* navegando de proa, con gran eficiencia en ambas direcciones.



Figura 5.20 Remolcador bidireccional tractor Voith “Ajax”. Fuente: <http://www.shipspotting.com>

²³ Lo que se conoce en la terminología anglosajona como “*double-ended ship*”.

Posteriormente, en el 2005 se botó el primero de una serie de remolcadores compactos de escolta para el mismo operador *Østensjø Rederi AS* diseñados también por *Robert Allan Ltd*. Se trataba del tractor Voith “*Velox*” de 37 m de eslora y con capacidades para efectuar de forma muy eficiente remolques de escolta y portuarios. El diseño de este casco, aunque de menor eslora que la serie de su predecesor “*Ajax*”, era muy similar a este último y las principales novedades que incorporó fueron la instalación del sistema *VTF* en el quillón, el bulbo a proa y un casco con ensanchamientos a partir de la línea de flotación y hasta el trancanil “*sponsons*” (Maritime Journal, 2005a).

5.8 ANÁLISIS DEL EFECTO DE LA INSTALACIÓN DE UN BULBO DE PROA EN UN REMOLCADOR DE ESCOLTA *TRACTOR VOITH*



Figura 5.21 Detalle del bulbo de proa del remolcador de escolta tractor Voith “*Velox*” antes de su botadura.
Foto: Santiago I. Baniela.

A principios del 2005 se entregó en astilleros *Gondán* (Asturias) el tractor Voith “*Velox*”, el primer remolcador de escolta en el mundo en ser diseñado con un bulbo a proa. Resulta interesante analizar aquí si este diseño, en este tipo de remolcadores, es efectivo pues a pesar de que como ya es sabido, el bulbo reduce la resistencia al avance, también es cierto que aumenta la superficie de la obra viva del remolcador hacia proa, desplazando el CPL en ésta dirección, circunstancia que, desde este punto de vista, resulta contraproducente en los remolcadores con la propulsión a proa (Iglesias Baniela and Platero Díaz, 2008, pp. 160-161).

Cuando un buque se desplaza sobre una superficie de agua en calma, se mueve a través de un conjunto de fuerzas que actúan en la dirección opuesta a su desplazamiento. La suma total de estas fuerzas constituyen la fuerza de resistencia total del buque o “*drag*” y que es función

directa de la forma del casco, la velocidad y las propiedades del agua. Esta resistencia se incrementa a medida que aumenta la velocidad y siguiendo una curva no lineal²⁴, con crestas “*hump*” y valles “*hollow*”²⁵, cuyas posiciones dependen de la eslora del buque y de la velocidad. En la figura 5.22 se observa cómo varía, en función de la velocidad, cada uno de los componentes principales que componen la resistencia total: la resistencia friccional o viscosa, la resistencia por formación de olas y la resistencia por aire²⁶. A bajas velocidades, la resistencia friccional es preponderante, y a altas velocidades, la resistencia por la formación de olas adquiere y tiene un mayor peso específico por lo que la curva de la resistencia total aumenta considerablemente hacia arriba.

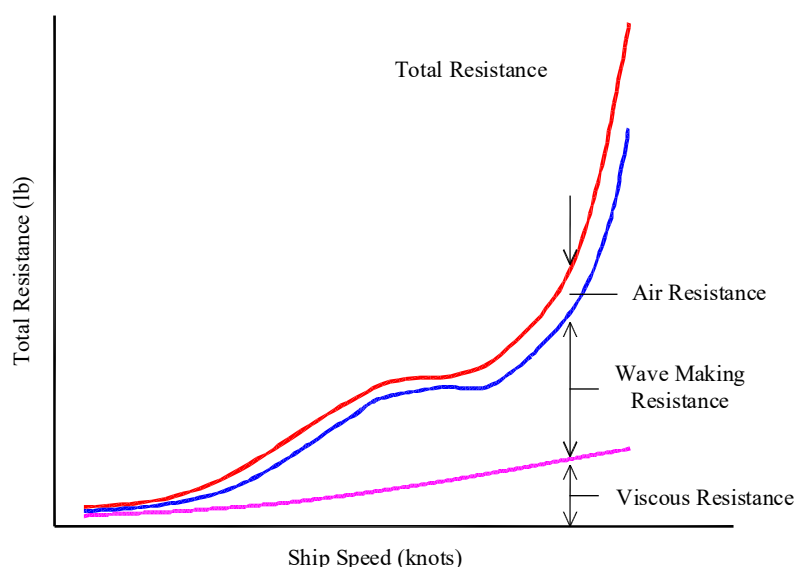


Figura 5.22 Representación de las componentes principales de la resistencia del casco en función de la velocidad. Fuente: <http://www.cflymarine.com> Dibujo: Santiago I. Baniela.

Normalmente el casco de un buque presenta una forma bastante compleja y genera un patrón de olas que puede dividirse en dos sistemas característicos: un sistema de olas divergentes de proa y popa y un sistema de olas transversales, que interfieren unas con otras y que también se ven afectadas por los apéndices del casco, por lo que el reto que se le presenta a los diseñadores e ingenieros navales es diseñar un casco que sea capaz de producir una interferencia favorable entre las olas, para que se anulen parcial o totalmente.

²⁴ De hecho, es proporcional a la enésima potencia de la velocidad y se ve afectada por una combinación de múltiples factores actuando sobre el casco. El exponente de la potencia varía desde 2 a bajas velocidades hasta aproximadamente 5 a altas velocidades.

²⁵ Excepto los buques de guerra, cuya máxima velocidad viene determinada por la misión que realicen, los demás buques (incluidos los remolcadores) están diseñados para navegar a la velocidad en la que se produce el “*hollow*” en la curva de resistencia (normalmente por debajo del primer valle o seno).

²⁶ Es aquella que se produce por encima de la línea de flotación y es generada por la obra muerta y la superestructura desplazándose a través del aire.

En la fase de diseño del casco, el bulbo de proa se presenta como el principal apéndice que, de forma práctica, puede reducir la interacción entre los sistemas de olas, al disminuir la resistencia del buque generada por la resistencia por formación de olas. Para ello se realizan estudios con métodos de cálculo *CFD* a diferentes velocidades, calados y asientos, de tal forma que es posible definir cuál es el tamaño y la forma óptima del bulbo para un casco determinado, y cuyo efecto se traducirá en un ahorro importante de combustible.

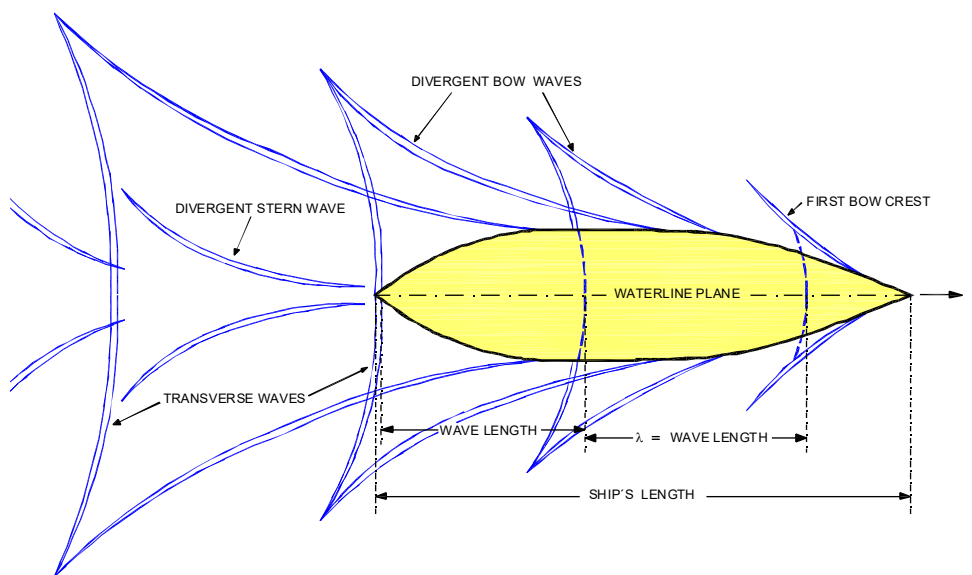


Figura 5.23 Patrón de olas generado por un buque en su desplazamiento: sistema de olas divergentes a proa y popa y, sistema de olas transversales a popa (SNAME, 1988, p. 17). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Aunque el bulbo debe estar diseñado para operar a una velocidad de diseño o velocidad óptima, también es efectivo, en menor grado, en un rango de velocidades superior a esa velocidad, por lo que no es necesario que el buque navegue siempre a la velocidad de diseño para obtener los beneficios del bulbo. Sin embargo, si la velocidad es muy inferior a la velocidad de diseño, el bulbo resulta perjudicial porque el incremento de la superficie lateral de la obra viva que supone respecto a un casco sin bulbo incrementa la resistencia friccional o viscosa que, como vimos anteriormente, es la preponderante a bajas velocidades.

Por otra parte, uno de los cometidos del típico quillón del remolcador *tractor Voith*, además de aumentar la superficie lateral de la obra viva y mejorar la estabilidad de rumbo, es desplazar el centro de presión lateral CPL hacia popa, en la dirección del punto de remolque y en la dirección opuesta a la situación de las hélices. De esta forma, cuanto menor sea la distancia o brazo entre el punto de remolque y el CPL, mayor será el brazo del empuje de las hélices respecto al CPL por lo que el remolcador necesita emplear menos potencia para mantenerse en la posición de equilibrio respecto al flujo de agua, de tal modo que dispone de un mayor margen de potencia para generar las máximas fuerzas de gobierno y/o frenado, especialmente a las altas

velocidades de escolta. Por tanto, teniendo en cuenta lo anterior, el CPL debería estar situado lo más a popa posible (aunque no más hacia popa que el punto de remolque) por lo que desde este punto de vista, la instalación de un bulbo a proa resulta perjudicial al aumentar la superficie lateral del remolcador hacia proa y consecuentemente desplazar el CPL en esta dirección. De esta forma se necesita más potencia de las hélices para alcanzar la situación de equilibrio que permite mantener al remolcador en una determinada posición con el método indirecto de asistencia, o lo que es lo mismo, a igualdad de condiciones se genera una tensión menor sobre la línea de remolque. No obstante, el hecho de que las hélices tengan que generar un empuje mayor, tiene la ventaja de que éstas también generan un momento adrizante más alto, por lo que desde este punto de vista la instalación del bulbo sería ventajoso para contrarrestar parcialmente la resultante del momento escorante, aunque bien es cierto que para el remolcador de escolta bien diseñado, la estabilidad no debería suponer un problema teniendo en cuenta los brazos adrizantes iniciales y la estabilidad dinámica que disponen.

Tras analizar las ventajas e inconvenientes de incorporar un bulbo de proa en un remolcador de escolta *tractor*, se concluye que resulta ventajoso cuando éste se encuentra la mayor parte del tiempo en tránsito, escoltando al buque asistido, sin intervenir, durante distancias importantes o en zonas donde son relativamente frecuentes los días de mal tiempo (en cuyo caso la velocidad es de aproximadamente 10 nudos). Esta ventaja se produce como consecuencia de la disminución de la resistencia generada por formación olas y de la mejora del comportamiento general del remolcador en la mar y navegando entre olas. Sin embargo, el bulbo resulta perjudicial cuando el remolcador tiene que intervenir utilizando los métodos de escolta indirectos al desplazar el CPL hacia proa, constituyendo por tanto una situación de compromiso para el armador.



Figura 5.24 Remolcador de escolta “Velox” en navegación. Fuente: <http://www.ral.ca>

CAPÍTULO VI. LAS FUENTES DE ENERGÍA DE LOS SISTEMAS DE PROPULSIÓN EN LOS REMOLCADORES DEL FUTURO

6.1 INTRODUCCIÓN

Uno de los principales dilemas a los que se enfrentan los armadores de los remolcadores es la selección del tipo de propulsión y combustible para instalar en sus buques. La cantidad de opciones disponibles actualmente (cada una con sus ventajas e inconvenientes) resulta abrumadora, aunque en general los operadores buscan siempre aquellas opciones que suponen un coste menor. Es un aspecto que hay que tener en cuenta durante la etapa de diseño del remolcador ya que el tipo de propulsión seleccionado debe valorarse, conjuntamente, con los requisitos de actuación, operación y optimización del diseño para conseguir una mejor eficiencia y un coste general inferior. De forma genérica, los principales factores que condujeron a tener en cuenta sistemas de propulsión alternativos al fuel son los siguientes (Dielen and Van Gruijthuijsen, 2014, p. 128):

1. Exigencias legislativas y preocupaciones medioambientales, y;
2. Disponibilidad de los combustibles fósiles, sus costes y la seguridad energética.

Los requisitos legislativos están aumentando día tras día obligando a todas las industrias a reducir las emisiones perjudiciales a la atmósfera (Degroote and Van Koperen, 2014, pp. 77-78). Por esta razón resulta esencial centrarse en diseñar remolcadores que consuman menos energía durante sus intervenciones, sin que en principio importe si es diésel (gasóleo), *LNG* o cualquier otra fuente. Para ello, algunas de las posibles soluciones son reducir la resistencia general al avance del remolcador (y por tanto reducir la potencia necesaria durante las asistencias portuarias y operaciones de escolta), hacer un mejor uso de las fuerzas naturales y dinámicas y seleccionar e instalar un sistema de propulsión más eficiente (Messiaen and Berkhoff, 2012, pp. 263-264), de tal forma que todos estos aspectos estén intrínsecamente relacionados y no puedan tratarse de forma separada si se pretende obtener resultados adecuados¹.

Es difícil predecir cómo evolucionarán los precios del fuel en un futuro, pero lo cierto es que las energías renovables (viento, olas, solar e hidráulica), que se pueden convertir en electricidad, tienen un papel que cada vez cobra más fuerza. En este sentido, cabe esperar que la electrificación sea una de las salidas del futuro, aunque actualmente el principal problema de este sistema es el almacenamiento de la energía. No obstante, con el ritmo de desarrollo actual, podemos esperar avances importantes en esta materia en un futuro no muy lejano.

¹ Precisamente estas consideraciones dieron lugar al nacimiento del remolcador *EDDY*, ya que se dieron cuenta de que resultaba imposible mejorar el rendimiento y eficiencia del fuel con los diseños de los remolcadores de ese momento, al mismo tiempo que se mantenían unos costes operativos bajos.

Por tanto, como existen diferentes opciones de energía disponibles, en los próximos años podremos encontrarnos con remolcadores propulsados con alguna de las combinaciones reflejadas en la matriz de la figura 6.1.

Opciones de transmisión	Tipo de combustible	Híbrido
Fuel-directo	Diésel	
	LNG	● ●
	Fuel-dual	
Fuel-eléctrico	Diésel	
	LNG	● ●
	Fuel-dual	
Todo eléctrico	Electricidad (baterías)	● ●

Figura 6.1 Opciones de las fuentes de energía en los sistemas de propulsión (Dielen and Van Gruijthuisen, 2014, p. 129).

A pesar de que existen muchas opciones y combinaciones posibles, desde la perspectiva de la competencia y el adiestramiento de la tripulación, el mantenimiento del sistema, la seguridad, la gestión, la estandarización y los costes, sería deseable disponer de una única fuente de energía y el mismo sistema de propulsión en todos los remolcadores de la flota de un operador (aunque debemos ser conscientes que esto es algo improbable). Por tanto, el mercado evoluciona hacia diseños de mayor coste y complejidad, lo que conlleva una preocupación mayor por garantizar la seguridad y operatividad. A continuación, se analizan los sistemas de propulsión y transmisión que pueden instalarse de forma exitosa en los remolcadores.

6.2 COMBUSTIBLES FÓSILES

El diésel, comúnmente conocido por el acrónimo anglosajón *MDO* (“*Marine Diesel Oil*”), es hasta el momento el tipo de fuel más utilizado, ya que supone el coste de inversión más bajo, la tecnología más simple y el menor peso, pero la evolución de los precios en los últimos años y la entrada en vigor de diferentes legislaciones relacionadas con la contaminación medioambiental someten a los motores diésel a una presión progresiva que obliga a los operadores a buscar otras alternativas, principalmente aquellos que operan en las proximidades de zonas densamente pobladas (Dunstan and Levander, 2008, p. 157). Esto trae como consecuencia la instalación de sistemas de tratamiento de los gases de escape de los motores, que repercute en un incremento de costes y complejidad del sistema, mientras permanece la duda sobre cuánto tiempo más seguirán cumpliendo con las futuras legislaciones medioambientales, aunque puede resultar una

opción válida para aquellos remolcadores que trabajen en áreas menos sensibles desde el punto de vista medioambiental.

De momento, el gas natural licuado (*LNG*) representa la primera y más probable alternativa para el sustituir al *MDO* y al *HFO* (“*Heavy Fuel Oil*”) para los buques construidos después del 2020, por lo que poco a poco se está desarrollando la legislación e infraestructuras necesarias para tomar combustible *LNG*, aunque su introducción y aceptación definitiva dependerá de la evolución de los precios, tecnología, legislación y la posibilidad de almacenamiento del gas a bordo de los remolcadores en unos tanques que deben estar muy bien protegidos².

Otra alternativa sería la instalación de un sistema que utilizase conjuntamente motores diésel y generadores alimentados por gas natural. Dado que los motores diésel están operativos durante periodos de tiempo relativamente cortos, el consumo de gas, y por tanto las emisiones contaminantes, también serían bajas. Otra ventaja sería que los costes de inversión en estos generadores *LNG* son más bajos que con un sistema completo de propulsión mediante gas, y los tanques de almacenamiento también son de menores dimensiones.

6.3 *LNG*

Aunque la utilización de gas natural *LNG* como combustible en los sistemas de propulsión de los buques es una tecnología que de momento ha tenido poca implantación en la actualidad, ha generado un especial interés en la comunidad marítima al considerarlo una posible solución que permitiría cumplir con las cada vez más estrictas legislaciones en tema de emisiones a la atmósfera y abaratar los costes en el futuro ya que, entre otras cosas, es más abundante y ecológico que el fuel o diésel (Cavalier and Caughlan, 2008, pp. 163-164; Guldner, 2016, p. 91). No obstante, existe un número importante de factores que no permitieron su aplicación generalizada de forma inmediata y que, fundamentalmente, están relacionados con las infraestructuras necesarias para el suministro y toma de combustible.

Las regulaciones internacionales en temas de medio ambiente, encabezadas por la OMI e implementadas por los estados de bandera y rectores del puerto, están reduciendo la cantidad permitida de emisiones a la atmósfera procedentes de los buques, por lo que se convierte en uno de los motivos por los que un armador o naviera considera la posibilidad de utilizar *LNG* como combustible en sus remolcadores. Actualmente, el sistema de propulsión de un buque puede utilizar el gas natural empleando alguno de los siguientes métodos (Wolczko, 2014, p. 240):

² La utilización de *LNG* como combustible en lugar de diésel origina una reducción de aproximadamente el 25% en la emisión de CO₂, hecho que se produce porque el componente principal del *LNG* es el metano, muy eficiente y que posee una reducida concentración de hidrocarburos pesados como etano o propano. Por tanto, las ventajas de utilizar gas natural en la combustión es que los gases producidos son incoloros, inodoros, no tóxicos y muy volátiles, siendo idóneo para los remolcadores que trabajen en las proximidades de zonas urbanas.

1. La instalación de un sistema que consuma gas puro que utilizaría una chispa para arrancar el motor (ciclo Otto). De esta forma, el motor solamente puede quemar gas natural, lo que proporciona ciertas ventajas como son un periodo de mantenimiento más largo, niveles muy bajos de producción de hollín dentro del motor y en el escape y, gases de escape más limpios que en un motor de combustión interna³.
2. La instalación de un motor de fuel dual, capaz de trabajar con diésel (compresión-ignición) y con gas natural. En el modo diésel emplea únicamente gasóleo (100%) sin ninguna aportación de gas. Como el gas natural tiene un punto de ignición demasiado alto para iniciar la combustión por compresión, como ocurre en un ciclo diésel, en este motor se substituye la chispa de ignición por una pequeña inyección de diésel “*pilot injection*” que inicia la combustión por compresión y, a partir de ahí, el gas natural ya se quema como combustible primario.
3. El último método sería utilizar varios motores de gas natural y diésel en paralelo, aunque se considera que, además de no cumplir con las restricciones en materia de emisiones contaminantes a la atmósfera, los motores duales serían más eficientes y económicos.

Dado que en la combustión de gas natural se produce una mezcla pobre del combustible, los motores puros de gas proporcionan una mejor eficiencia que los motores duales (fuel y gas) de ahí que un sistema de gas puro en combinación con un sistema fuel-eléctrico sea una opción muy prometedora en los remolcadores del futuro, quedando los motores duales como una alternativa para aquellas zonas en las que el suministro de *LNG* sea inseguro o en los casos en los que el operador exija mayor flexibilidad en la elección de combustible.

6.3.1 ALMACENAMIENTO DEL *LNG*

Una consideración importante para el diseño de un buque propulsado con *LNG* es el almacenamiento del combustible y básicamente se pueden emplear dos tipos de tanques: tanques cilíndricos a presión aislados (*Tipo C*) y tanques de membrana que almacenan el combustible a presión atmosférica⁴. Las Sociedades de Clasificación y los estados de bandera, basándose en las directrices de la OMI para este tipo de buques, establecen requisitos

³ En cierto momento, la industria mostró su preocupación en relación a la menor capacidad de lubricación de estos motores (que también afecta a los motores diésel en la medida que se reduce el contenido de sulfuro para hacerlos menos contaminantes), aunque los fabricantes ya efectuaron las modificaciones y rectificaciones apropiadas tanto en los motores *LNG* puros como en los duales (*LNG* y diésel).

⁴ En general, la energía contenida en un determinado volumen de *LNG* es del orden de la mitad de la energía del mismo volumen de diésel. En cuanto a los tanques de membrana, no está demostrado que su capacidad para almacenar el volumen típico de combustible necesario, para por ejemplo el viaje de un buque *supply*, sea económicamente viable.

específicos para que las cámaras donde se ubiquen estos tanques de almacenamiento dispongan de sistemas adecuados de contención. También se especifica la distancia mínima de separación entre los tanques y los costados y las planchas del fondo, los espacios internos para inspeccionar las cámaras de tanques, que los materiales de protección utilizados dentro de los tanques sean compatibles térmicamente y, que se disponga de una estructura de contención en caso de vertido o fuga para prevenir una rotura de las chapas de acero adyacentes (Wolczko, 2014, pp. 240-241).

La ubicación idónea para instalar los múltiples tanques de *LNG* sería justo en el centro de la eslora, posición que ofrecería la mayor protección a los mismos y donde además el consumo de gas no afectaría al asiento del remolcador. Además, aquellos remolcadores que dispongan de cámaras de máquinas independientes para cada uno de sus sistemas de propulsión, dispondrán de una importante seguridad adicional en caso de producirse una fuga de gas o avería en una de ellas (Dielen and Gruijthuijsen, 2002, p. 196).

6.3.2 TOMA DE COMBUSTIBLE

El proceso de toma de combustible *LNG* implica unos riesgos muy importantes, por lo que la tripulación, además de contar con una mejor preparación que en el caso de utilizar diésel, debe llevarla a cabo con las máximas precauciones ya que, si no se siguen los procedimientos aprobados, los resultados pueden ser muy perjudiciales (especialmente en la carga de *LNG* criogénico presurizado). A bordo, los puntos de toma de combustible deben estar situados en un lugar accesible e, idealmente, en un espacio protegido que lo dote de la estructura adecuada para evitar que en algún momento el gas criogénico entre en contacto con las planchas de la estructura del buque (Cavalier and Caughlan, 2008, p. 166). Para ello se deben instalar equipos de protección como sistemas de cortina de agua, mangueras y válvulas de desconexión de emergencia para impedir el derrame de *LNG* en caso de que se produzca una desconexión de emergencia (Wolczko, 2014, p. 241).

Las salidas de las ventilaciones al exterior se consideran zonas peligrosas que deben situarse alejadas de los tubos de admisión de aire, fuentes de ignición y trabajos de cubierta. También es necesaria una distribución similar para las válvulas de alivio de los tanques de almacenamiento, que deben estar separadas de las salidas de ventilación.

6.3.3 SITUACIÓN DE COMPROMISO

La construcción de un buque propulsado con *LNG* es más caro que uno convencional debido a que los tanques, instalaciones y tuberías necesarias para el almacenamiento de *LNG* precisan de mayor tecnología e incluso son más voluminosos que los sistemas convencionales (Dunstan and

Levander, 2008, p. 158), motivo por el cual a veces es necesario aumentar las dimensiones del buque para dar cabida a estos tanques. Además, también necesitan una serie de equipos específicos y un cuarto para las válvulas de gas, que a su vez precisan una ventilación, protección contraincendios y aislamiento de los espacios apropiada.

La decisión de emplear buques propulsados con *LNG* depende, entre otras cosas, de la zona de operación, la duración del contrato de fletamento para ser competitivo en el mercado, las infraestructuras disponibles para la toma de combustible y las perspectivas futuras en estas infraestructuras para abastecer a los buques que operen en su zona de influencia. También se debe tener muy en cuenta qué mercados pueden ser compatibles con el *LNG* una vez finalizado el contrato de fletamento para el cual el buque fue específicamente construido. Si se desarrollan las infraestructuras necesarias para la toma de combustible *LNG* en muchos puertos, evidentemente aumentan las posibilidades de encontrar nuevas oportunidades de negocio, pero en caso contrario, la rentabilidad de la construcción de un buque de estas características para un determinado periodo de fletamento tendría que ser analizada desde el primer momento⁵.

Como consecuencia de este nivel de riesgo económico al que se ven sometidos los armadores en un futuro inmediato, aquellos interesados en utilizar este combustible podrían decantarse por los motores duales (diésel y *LNG*) instalando el equipamiento necesario para emplear el diésel allí donde no hubiese las infraestructuras necesarias de toma de combustible *LNG*. Aunque la instalación del sistema de propulsión dual requiere, irremediablemente, la instalación de dos sistemas independientes de toma de combustible, también proporciona un nivel de redundancia que repercute en la seguridad general operativa (Wolczko, 2014, pp. 241-243). La desventaja de los motores duales es la posibilidad de que, para cumplir con la legislación vigente, sea obligatorio tratar los gases de escape al utilizar el modo diésel, y esto supone la inversión de mayor tecnología y costes.

En cualquier caso, una vez que la infraestructura para la toma de combustible *LNG* esté bien consolidada en el mercado, y no sea necesaria la instalación de sistemas de propulsión dual, los sistemas de gas natural serán más económicos y se reducirá el tiempo en puerto que necesita el remolcador para repostar. Probablemente en un futuro no muy lejano, y siempre que sus precios se mantengan razonablemente bajos, el *LNG* se convierta en un combustible importante en la industria marítima, por lo que todo desarrollo e innovación en esta tecnología originará unos resultados que se verán aplicados en los nuevos proyectos.

⁵ Por ejemplo, Noruega al disponer de puertos con la infraestructura necesaria para la toma de combustible *LNG*, vio como crecía el número de buques propulsados con gas natural. Aparte de que los dos primeros remolcadores *LNG* del mundo trabajan en sus aguas, también operan ferris con rutas fijas por los fiordos y buques *off-shore* con contratos de fletamento a largo plazo. Poco a poco, las terminales importadoras de *LNG* están desarrollando infraestructuras para la exportación, lo que abrirá una puerta para la toma de combustible. En el caso de las aguas interiores europeas, dado que las operaciones de los remolcadores se efectúan muchas veces en áreas muy próximas a zonas residenciales, el *LNG* se ve como una alternativa atractiva de futuro.

6.3.4 EL PRIMER REMOLCADOR DE ESCOLTA PROPULSADO ÚNICAMENTE CON LNG

A principios de 2014 entró en operación el primer remolcador del mundo propulsado únicamente con LNG. Se trataba del remolcador de escolta ASD “Borgøy” (poco después se entregaría su gemelo “Bokn”), construido en el astillero *Sanmar* de Estambul, Turquía, y diseñado por el equipo técnico del operador noruego *Bukser og Berging AS* con la asistencia de *Marine Design AS* también de Noruega, para prestar sus servicios en la terminal de gas *Kärstø* de acuerdo al contrato establecido por este operador con *Statoil* (Uotinen and Kallerdahl, 2016, p. 142).

Cuando salió a concurso la oferta para prestar el servicio de escolta en esa terminal, *Statoil* estableció que el proyecto asignado debería cumplir con una serie de requisitos medioambientales, por lo que *Bukers og Berging AS* propuso el gas natural como combustible utilizado en los remolcadores, lo cual permitía reducir las emisiones contaminantes a la atmósfera, eliminar las emisiones de azufre, reducir casi a cero la emisión de partículas y reducir la descarga de CO₂ un 26% y de NO_x (óxidos de nitrógeno) entre un 80-90% (Dockerty, 2016, pp. 116-117).

En 2013, según *Bukser og Berging*, el precio del LNG y del diésel marino era prácticamente igual, y las predicciones a largo plazo hacían suponer que en el futuro el LNG sería más barato que el diésel, de ahí que se decantasen por este tipo de combustible, aunque para convertir este proyecto en realidad, los diseñadores tuvieron que enfrentarse a una serie de retos económicos y de diseño sin precedentes (The Motorship, 2013). Aunque los motores de gas natural son más caros que los convencionales, la gran diferencia en el coste económico entre ambos remolcadores se produce en el coste de los sistemas y tanques de almacenamiento de LNG ya que en ellos existe un riesgo intrínseco de explosión que tiene que tenerse en cuenta en la etapa de diseño. El combustible para mantenerse en estado líquido tiene que almacenarse a muy bajas temperaturas (-162° C), por encima de las cuales se vuelve gaseoso, por lo que necesita calentarse y procesarse antes de que pueda quemarse en los motores, y aunque ya por aquel entonces había muchos motores en servicio que utilizaban el gas natural, tanto en tierra como en el mar en buques de grandes dimensiones, la aplicación de este sistema en un remolcador supuso un gran desafío tecnológico.

Los dos remolcadores ASD gemelos “Borgøy” y “Bokn” obtuvieron la siguiente notación de clase según DNV: *1A1, EO, Gas-fuelled, Oilrec, FiFi1, Escort (100,10), GMDSS Area 3*. Se trata de remolcadores de escolta diseñados para ser capaces de generar fuerzas de gobierno de 100 tons con los métodos de asistencia de escolta a 10 nudos, un *bollard pull* estático de 70 tons y una velocidad en navegación libre de 13,5 nudos. Disponen de una hélice transversal a proa para mejorar la maniobrabilidad a bajas velocidades y equipos para efectuar labores

contra incendios y de lucha contra la contaminación. Con 35 m de eslora y 15 m de manga, para ser muy eficientes en el remolque de escolta, especialmente con los métodos indirectos de asistencia, tienen un casco único que incluye un enorme quillón dotado de un perfil hidrodinámico muy efectivo que se extiende desde justo debajo de la proa y hacia popa a lo largo de casi dos tercios la eslora del casco.

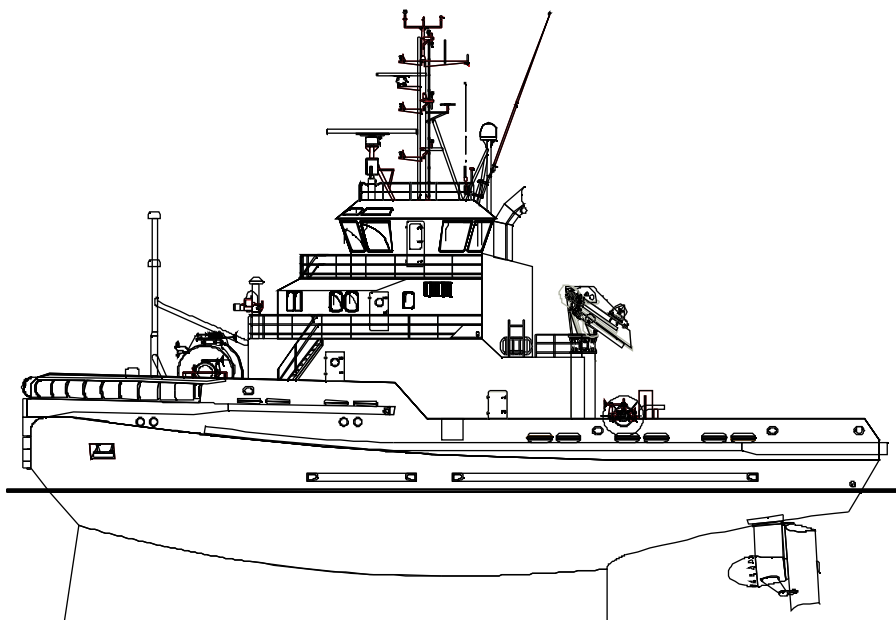


Figura 6.2 Vista lateral de los remolcadores de escolta ASD “Borgøy” y “Bokn”. Fuente: Astilleros Sanmar (www.sanmar.com.tr). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Disponen de dos motores del fabricante *Rolls-Royce* alimentados únicamente mediante una mezcla pobre de *LNG*⁶ y que se acoplan a dos hélices *CPP* de 3000 mm de diámetro en toberas (SANMAR, 2013). Estos motores pueden operar a baja demanda de potencia sin restricciones, y tienen una reacción muy rápida y continua a cualquier demanda de potencia, desde 0 hasta el 100%. El hecho de trabajar con una mezcla pobre de combustible genera una alta eficiencia, que se suma a una emisión de gases de escape reducida, un consumo específico bajo, mayor limpieza, reducción de los costes de mantenimiento (bombas, inyectores, filtros, etc.) y, en algunos países como por ejemplo en Noruega, reducciones en las tasas fiscales como consecuencia de las emisiones reducidas.

Los sistemas tuvieron que cumplir con el Código de Seguridad para Buques propulsados con Gas (*Code of Safety for Gas Fuelled ships*) y las reglas de la Sociedad de Clasificación *DNV*.

⁶ En cuanto a las emisiones de metano (considerado entre 21 y 25 veces más agresivo que el CO_2 como gas de efecto invernadero) *Rolls-Royce* se muestra partidario de utilizar un sistema simple a base de gas natural en lugar de los motores duales (fuel y *LNG*), ya que según las estadísticas del instituto de investigación noruega *Marintek*, los motores de los remolcadores “Borgøy” y “Bokn” emiten 5 g/kWh de metano trabajando al 25% de carga, descendiendo hasta los 4 g/kWh al 100% de carga, mientras que el mejor de los motores duales está por encima de los 40 g/kWh al 25% de carga, cayendo alrededor de 8 g/kWh al 50% de carga y reduciéndose a aproximadamente 6 g/kWh a la máxima potencia.

Esto supuso la instalación de cámara de máquinas independientes con una capacidad de ventilación de 30 cambios de aire por hora, sistemas de detección de gas, interrupción automática de suministro de gas en caso de desconexión del equipo eléctrico, parada en caso de un flujo de gas excesivo y tuberías doblemente forradas. En caso de una fuga en cualquier tubería interna del sistema, el gas tiene que ser recogido y ventilado a través del palo situado en cubierta (Uotinen and Kallerdahl, 2016, pp. 142-143). Tal y como se puede apreciar en la figura 6.3, los tubos de ventilación instalados por la parte de proa del punto de remolque de proa son una característica que destaca en este tipo de sistemas de propulsión de *LNG*.

El tanque de almacenamiento de *LNG* de doble pared *Tipo C*, montado verticalmente, tiene una capacidad de 80 m³ y el sistema está diseñado de tal forma que la propia tripulación pueda tomar combustible semanalmente, para lo cual se emplean unos 45 minutos (menos de 3 horas si se tiene en cuenta las operaciones de conexión y desconexión) y proporciona una autonomía de 4-5 días de operación a 10 nudos⁷. Gracias a la presión existente en el interior del tanque de almacenamiento, no se necesitan bombas de suministro de combustible ya que el gas se dirige directamente a los motores a través de las conexiones adecuadas. Esto permite que el *LNG* se vaporice para formar el combustible gaseoso, que discurre a través de las unidades de regulación de gas que administran de modo eficiente la presión del mismo y lo calientan hasta la temperatura correcta (+35° C) para los motores.



Figura 6.3 Remolcador de escolta ASD “Borgøy” propulsado íntegramente por *LNG* (Maritime Journal, 2014).

⁷ El viaje inaugural para su entrega, entre Turquía y Noruega, supuso ya de principio un reto importante de autonomía, por lo que para solventar el problema se pusieron a su disposición, en una serie de puertos intermedios a lo largo de la travesía, unos de tanques de aprovisionamiento de *LNG* transportados por carretera.

Los generadores auxiliares generan la energía eléctrica y el sistema hidráulico, accionado por una serie de bombas acopladas a los motores principales, transmiten la potencia necesaria a la hélice de proa, a la grúa de cubierta y a la maquinilla de remolque de escolta instalada a proa. A proa de esta maquinilla, tiene el punto o guía de remolque tubular con forma de “V” invertida. En la cubierta de popa también tiene una maquinilla para los casos que efectúe remolques de altura.

Tras la botadura de estos dos primeros remolcadores propulsados con *LNG*, el astillero constructor *Sanmar* recibió gran cantidad de consultas de los operadores de todo el mundo, interesándose en este sistema de propulsión por lo que esperaban que la construcción de este tipo de remolcadores aumentase de forma importante en el futuro (Maritime Journal, 2013).

6.3.5 NUEVOS PROYECTOS DE REMOLCADORES DUALES (SERIE *RANGLER*)

Aunque a raíz de la introducción de los remolcadores *ASD* propulsados íntegramente por *LNG* “*Borgøy*” y “*Bokn*” ya no había duda de que el *LNG* estaba emergiendo como la alternativa más viable al diésel gracias a su capacidad de conseguir niveles bajos de emisiones a la atmósfera sin instalar los equipos de tratamiento de gases caros y voluminosos (necesarios en los motores diésel), los cuales originan grandes chimeneas de los gases de escape e impiden una visibilidad adecuada desde el puente (Barker, 2014). Sin embargo, los inconvenientes del sistema de propulsión con *LNG* se presentaban en su aplicación a los buques de pequeño tamaño y con espacios muy restringidos como es el caso de los remolcadores, debido al gran volumen que se necesita para instalar los tanques de almacenamiento de *LNG* y los sistemas de control asociados. Por esta razón, a finales de 2014 *Robert Allan Ltd.* presentó a la industria del remolque el diseño de remolcador de escolta clase *RANGLer* (*Robert Allan’s Natural Gas Liquefied*), con un nuevo enfoque respecto a la distribución de los equipos a bordo de los remolcadores propulsados con *LNG* y que también podían ser operados con motores duales diésel.

Como los remolcadores existentes *LNG* disponían de un espacio para habilitación y de almacenamiento de tanques de combustible muy restringido, después de estudiar muchas opciones, *Robert Allan Ltd.* decidió actualizar la distribución típica del remolcador convencional diésel para adaptarse a las necesidades de los nuevos remolcadores *LNG*. Partiendo de las operaciones y diseños esenciales de estos remolcadores, en un primer momento centró sus estudios en la distribución de la cubierta de trabajo principal para asegurar que su operación no se viese comprometida en ningún momento. La siguiente prioridad fue examinar el espacio necesario para la instalación de los tanques de *LNG* y los requisitos de distribución de acuerdo a los motores asociados para determinar qué parte del remolcador era la situación más eficiente para su instalación. Una vez establecidas estas dos premisas y analizado el espacio

disponible, se hizo la distribución del resto zonas (acomodación, cámaras de control, pañoles, etc.) siguiendo una distribución lógica (Robert Allan, Ltd., 2014).

Teniendo en cuenta que un remolcador *ASD* moderno de escolta bien diseñado debería ser capaz de operar y maniobrar de forma eficiente en cualquier dirección, resulta innecesaria la instalación de una maquinilla o punto de remolque secundario a popa, por lo que en muchos remolcadores la zona de la cubierta de popa se convierte en un gran espacio desaprovechado. Por esta razón, se consideró que ésta era la zona ideal para situar la acomodación, que se ve desplazada hacia popa por los tanques de *LNG*, tal y como se aprecia en la figura 6.4, dotando al remolcador de una excelente visibilidad desde el puente y una cubierta de trabajo eficiente a proa.

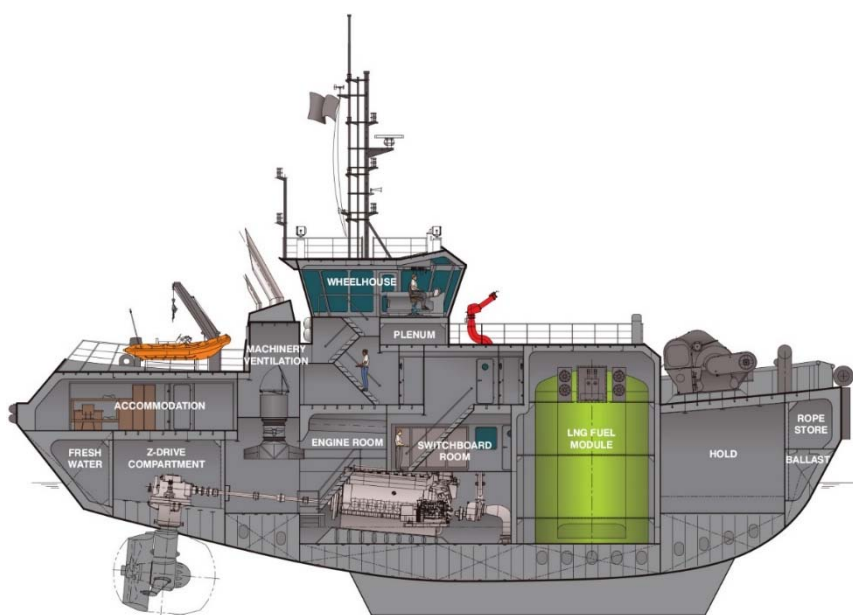


Figura 6.4 Dibujo de perfil del remolcador *ASD RANGLer 3600* (Robert Allan Ltd., 2014).

A popa se instala una especie de “castillo” que alberga una acomodación amplia para la tripulación y sustituye a la instalada bajo la cubierta principal de los diseños más convencionales. El espacio situado por la proa de la cámara de máquinas se utiliza para ubicar verticalmente los tanques de almacenamiento y equipo del sistema *LNG*, configurado de tal modo que permita una fácil instalación e incluso si es necesario, la retirada completa de todo el sistema como si se tratase de un módulo “*LNG Fuel Module*”.

Este módulo *LNG* no solamente consta de los tanques de almacenamiento *Tipo C* de la OMI y el equipo de procesamiento del gas, sino que también incluye la estación de toma de combustible, las unidades de regulación de gas del motor, las tuberías de ventilación de gas y los medios de acceso. La integración de todos los equipos del sistema *LNG* en un único módulo que se puede probar y certificar previamente hace que la instalación final sea más sencilla, rápida y que

suponga un menor riesgo que si el equipo se instala por piezas independientes y de forma gradual.

El primer proyecto fue la serie *RANGLer 3600* (eslora 36,50 m y *bollard pull* avante de 80 tons aproximadamente), un remolcador *ASD* específicamente diseñado para obtener los mejores beneficios de la utilización del *LNG* como combustible y con capacidades para efectuar el remolque de escolta. Para ello, incluye las formas del casco con “*sponsons*” de la serie *RAstar* de *Robert Allan, Ltd.* proporcionando unas capacidades de escolta con el método indirecto muy mejoradas y una reducción del movimiento del remolcador en mar abierto. Gracias a que durante la etapa de diseño *Robert Allan Ltd.* trabajó de forma estrecha con *BV* y *ABS* en los aspectos de seguridad del sistema *LNG*, la clase *RANGLer 3600* fue aprobada de forma preliminar por ambas Sociedades para trabajar únicamente con gas natural o con motores duales, aunque de momento se trata de diseños conceptuales sin aplicación práctica conocida.

Según el propio *Robert Allan Ltd.* el espacio ocupado por el sistema puro de gas respecto a un remolcador diésel es de 6:1, por lo que en principio es poco probable que se construyan muchos remolcadores de este estilo, de ahí que los remolcadores con motores duales (diésel y *LNG*) se conviertan en una alternativa prometedora (*Robert Allan, Ltd., n.a.a.*).

6.3.6 LOS PRIMEROS REMOLCADORES DUALES RASTAR 4000 DF

Tal y como hemos visto anteriormente, en 2013 el operador noruego *Bukser og Berging AS* entró en los libros de la historia cuando construyó los dos primeros remolcadores del mundo propulsados por *LNG*, el “*Borgøy*” y el “*Bokn*”. Unos años más tarde, el operador *Østensjø Rederi*, continuando con la tendencia de construir remolcadores más eficientes con el medio ambiente, encargó al astillero español *Gondán* tres nuevos remolcadores propulsados dualmente con *LNG* y gasóleo⁸. Estos encargos se produjeron a raíz de los contratos establecidos entre este operador y la compañía petrolífera noruega *Statoil* para trabajar en la terminal *Melkøya*, cerca de la localidad de *Hammerfest*, junto con los remolcadores de *Bukser og Berging* que operaban en la terminal de gas *Kårstø*, también de *Statoil*. Para ello, los remolcadores deberían de ser muy eficientes en las asistencias portuarias, de escolta y, remolques costeros y de altura, por lo que *Østensjø Rederi* acudió nuevamente a *Robert Allan Ltd.* debido a que éste se había posicionado fuertemente en el diseño de remolcadores híbridos y propulsados con *LNG*, los cuales reducen las emisiones contaminantes a la atmósfera. *Robert Allan Ltd.* incluso desarrolló un potente programa analítico, el *RAptures*, acrónimo de *Robert Allan Ltd. Powering Tugs for Real Energy Savings* (*Den Hertog, Harford and Stapleton, 2009*), que permite realizar un

⁸ La relación entre el operador *Østensjø Rederi* y *Gondán* no era nueva ya que entre 2005 y 2010 este astillero construyó cinco de los remolcadores de su flota tipo tractor *Voith*: “*Velox*”, “*Tenax*”, “*Phenix*”, “*Apex*” y “*Vortex*”, todos ellos pertenecientes al diseño *AVT 3700* de *Robert Allan Ltd.*

análisis exhaustivo de la eficiencia y las ventajas relativas entre los sistemas híbridos y los convencionales de propulsión, es decir, mecánico-diésel, diésel-eléctrico o una combinación de ellos⁹. Tras realizar los estudios oportunos, seleccionaron conjuntamente el remolcador *ASD* serie *RAL 4000 DF* o *RAstar 4000 DF*, con las siguientes especificaciones:

- Eslora: 40,2 m;
- Manga: 16 m;
- Calado en operaciones de escolta: 6,70 m;
- *Bollard pull*: 100 tons y;
- Fuerza de gobierno: 155 tons (Emery, 2015).



Figura 6.5 Remolcador de escolta *ASD* “Dux” durante sus pruebas de mar. Fuente: <http://ral.ca/series/rastar/>

El 04 de julio de 2016 se botó en Figueras (Asturias) el remolcador *ASD* “Dux”, que fue el primero de los tres remolcadores duales clase *RAstar 4000 DF* propulsados por gas natural y gasóleo.

Estos remolcadores tienen que trabajar en ambientes gélidos con temperaturas de hasta -20° C y con olas de hasta 5 m de altura significativa, por lo que tuvieron que construirse siguiendo altos estándares de calidad con el objetivo de proporcionar la protección adecuada a la tripulación y al equipo de a bordo. Además, están dotados de equipo contra incendios (agua y espuma) siguiendo los requerimientos de la clase *FiFiI* y equipos de lucha contra la contaminación.

Los dos motores principales duales de seis cilindros fueron suministrados por *Wärtsilä Corporation*, convirtiéndolos en los remolcadores de escolta propulsados con *LNG* más potentes del mundo (Robert Allan, Ltd., n.a.b), y aunque están diseñados para utilizar el *LNG* como

⁹ Según el propio *Robert Allan Ltd.* a cualquiera de sus diseños serie *RAstar* (específico para asistencias de escolta), serie *RAmparts* (remolcadores portuarios a los que efectuando las modificaciones oportunas, también pueden efectuar operaciones de escolta) y serie *RAmpage* (remolcadores muy potentes de apoyo a plataformas *off-shore* con una eslora entre 45 m y 65 m) se le pueden instalar los sistemas de propulsión mediante gas *LNG*, aunque los de mayor tamaño (superior a 37 m de eslora) son los más adecuados ya que no existen tantas limitaciones de espacio para la instalación de los tanques de combustible.

fuelle principal de energía, la capacidad de utilizar el gasóleo como alternativa les proporciona una gran flexibilidad, con lo cual es posible seleccionar el tipo de combustible más adecuado en función de la disponibilidad, precio y restricciones medioambientales locales¹⁰.

El sistema *LNG* incorpora un equipo propio de *Wärtsilä* en el que está totalmente integrado el equipo de manipulación de gas *LNGPac* y una unidad de válvulas de gas *GVU* (siglas de *Gas Valve Unit*), diseñado especialmente para cumplir con las necesidades del sistema compacto en un remolcador (Barker, 2015b). El remolcador *ASD “Dux”* dispone de tanques *Tipo C* con una capacidad de 30 m³ montados horizontalmente para el almacenamiento del *LNG*, los cuales se estima que sean suficientes para permitir la operación del remolcador durante dos semanas sin necesidad de repostar.

Se optimizó la forma del casco para proporcionar las mejores capacidades maríneas navegando en cualquier dirección con una velocidad máxima de 15 nudos en navegación libre y con los tanques de combustible y aprovisionamiento al 50% de sus capacidades. Las pruebas de mar se llevaron a cabo en mayo de 2017.

6.4 COMPLETAMENTE ELÉCTRICO

El principal inconveniente en este momento de un sistema que emplea únicamente como fuente de energía la electricidad es la limitada capacidad de almacenamiento de la energía eléctrica comparada con los tanques de combustibles fósiles, lo que supone un coste más elevado, y su baja esperanza de vida (Schwandt and Buch, 2016, p. 52). No obstante, algunos expertos de la industria consideran que en los próximos años el precio de las baterías se reducirá de forma importante y que su capacidad de almacenamiento será 10 veces superior (Dielen and Van Gruijthuijsen, 2014, p. 130). De momento, para remolcadores portuarios que tienen que realizar pequeños tránsitos y maniobras de asistencia relativamente sencillas con suficiente tiempo entre las mismas, sería técnicamente posible un sistema de propulsión totalmente eléctrico, aunque para garantizar el éxito operativo sería fundamental diseñar un remolcador que precise muy poca potencia para desplazarse.

6.5 HÍBRIDOS

La palabra híbrido viene del latín *hybrida*, que según parece procede del griego y que, a día de hoy, básicamente significa mezcla o combinación de dos tecnologías que pueden actuar de forma conjunta pero también de forma independiente utilizando sus propios sistemas, de tal

¹⁰ Según el Director de Proyecto de *Ostensjo Rederi*, Carls Johan, el cambio en el combustible utilizado entre gas y diésel del sistema de propulsión se puede efectuar en cualquier momento sin que esto suponga una pérdida de velocidad o potencia.

forma que ofrece una alta redundancia. Por tanto, aunque es un término que normalmente se asocia a una combinación de sistemas en los que siempre haya un equipo de baterías o motores eléctricos, esto no es estrictamente necesario. De hecho, no se trata de una tecnología innovadora ya que se ha implementado en la industria del mundo marítimo en diferentes formas desde hace varias décadas¹¹. En general, los sistemas híbridos ofrecen la posibilidad de utilizar una u otra tecnología dependiendo de los requisitos particulares de cada operación, lo que permite un consumo de combustible y emisiones a la atmósfera reducido, al mismo tiempo que se reduce el número de horas de funcionamiento de cada equipo y aumentando con ello el intervalo de tiempo transcurrido entre las operaciones de mantenimiento (Schwandt and Buch, 2016, p. 49).

En general, la combinación de varios sistemas de propulsión incrementa la complejidad del diseño, instalación, operación y coste, por lo que es importante que para cada combinación de sistema híbrido se efectúen las pruebas y análisis necesarios previos. Las posibles combinaciones de sistemas híbridos son las siguientes (Dielen and Van Gruijthuijsen, 2014, p. 131):

1. Fuel-directo/fuel-eléctrico: es el caso del remolcador “*Eddy I*”;
2. Fuel-directo/baterías: sería el remolcador “*Eddy I*” instalándole baterías en lugar de generadores diésel y;
3. Fuel-eléctrico/baterías: sería el remolcador “*Eddy I*” instalándole generadores diésel y baterías.

El sistema diésel-eléctrico está siendo instalado de forma exitosa en buques de apoyo a plataformas *off-shore* que operan bajo demandas variables de potencia, al igual que lo hacen los remolcadores, por lo que la electrificación también es una alternativa viable para éstos últimos (Dielen and Van Gruijthuijsen, 2014, p. 130).

Una de las ventajas del sistema fuel-eléctrico es la flexibilidad en la posición de los generadores en el remolcador que permite un diseño de casco de forma optimizada y se traduce en mejores capacidades, menor resistencia al avance y por tanto una mejor eficiencia del fuel. Los tiempos de respuesta en relación a la variación en las demandas de potencia también son mucho más reducidos, lo que mejora las asistencias a los buques y la seguridad.

Otra alternativa prometedora, y considerada como la mejor opción para salvaguardar el medioambiente, es un sistema de propulsión *LNG*-eléctrica para aquellas situaciones donde se garantice el suministro de *LNG* (por ejemplo, en las terminales *LNG*). Esta configuración permite, en los tránsitos y operaciones que exijan un *bollard pull* bajo, utilizar un único

¹¹ Uno de los sistemas híbridos más conocidos es el sistema mecánico-eléctrico empleado por los submarinos, los cuales se propulsan eléctricamente cuando están sumergidos y cuando navegan en superficie utilizan los sistemas diésel.

generador de gas trabajando a su carga óptima y que transmite la potencia a los propulsores. En la mayoría de las asistencias y operaciones de escolta incluso no sería necesario utilizar todos los generadores de gas al mismo tiempo.

6.5.1 EL PRIMER REMOLCADOR HÍBRIDO DEL MUNDO

Tras registrar los datos de maniobra de los remolcadores “*Morgan Foss*” y “*Campbell Foss*” del operador *Foss Maritime* en el puerto de Los Ángeles, se concluyó que un remolcador portuario trabaja aproximadamente el 60% del tiempo con una potencia inferior al 20% de su máxima potencia, y durante el 95% del tiempo, con una potencia inferior al 67% (aunque siempre tienen que tener toda la potencia disponible para situaciones de emergencia), es decir, que están la mayor parte del tiempo empleando poca potencia (Faber and Aspin, 2008, pp. 149-150; Mulder and Mulligan, 2010, p. 159)¹². Por esta razón, para optimizar y reducir el consumo de combustible y las emisiones a la atmósfera se ideó un sistema híbrido en el que la energía necesaria para la operación del remolcador se obtiene, en parte de forma eléctrica mediante baterías, y en parte con los motores diésel. La reducción de las emisiones a la atmósfera se produce básicamente por el hecho de que los motores diésel consumen relativamente más combustible cuando trabajan a bajas revoluciones que cuando lo hacen a altas, por lo que con este sistema están inoperativos mientras el sistema eléctrico es autosuficiente y únicamente empiezan a trabajar en el rango óptimo de eficiencia (Vartdal and Eknes, 2012, p. 100; Schwandt and Buch, 2016, p. 50).



Figura 6.6 Primer remolcador híbrido del mundo, el ASD “*Carolyn Dorothy*”. Fuente: <http://www.foss.com>

¹² Otros estudios afirman que, durante las asistencias diarias, actualmente los remolcadores emplean más del 90% de su potencia durante menos del 5% del tiempo, empleando aproximadamente el 75% del tiempo de su vida útil en funcionamiento utilizando menos del 35% de su potencia (Schwandt and Buch, 2016, pp. 49-50). En cualquier caso, con independencia de los porcentajes arrojados del tiempo y potencia en función de la fuente consultada, se deduce que los remolcadores, especialmente los portuarios, pasan la mayor parte del tiempo empleando muy poca potencia.

John Barret, que formaba parte de la dirección del operador *Foss Maritime*, fue uno de los artífices de la introducción de estos remolcadores, y su idea original radicaba en la aplicación a los remolcadores del sistema eléctrico de propulsión empleado en los trenes. En los primeros meses del 2007, *Foss, Aspin Kemp & Associates (AKA)* y *Robert Allan Ltd.* finalizaron el diseño preliminar del primer remolcador híbrido de la historia, el cual empezó a construirse en septiembre de ese mismo año en Oregón, y en enero de 2009 ya estaba disponible en el puerto de Long Beach, Los Ángeles. Se trataba del ASD “*Carolyn Dorothy*” que entró oficialmente en operación el 01 de marzo de 2009 (Hayman and Reynolds Boyd, 2010, pp. 155-156).

Este primer remolcador híbrido tuvo una excelente aceptación entre las autoridades del puerto y los operadores, e incluso recibió numerosos premios y distinciones a nivel internacional, ya que tenía la misma maniobrabilidad que cualquier otro remolcador, reducía las emisiones contaminantes a la atmósfera, reducía el consumo de combustible y se producía un ahorro importante en el mantenimiento de los motores al trabajar durante menos horas y en su punto óptimo de eficiencia, alargando su vida útil (Hayman and Reynolds Boyd, 2010, p. 158). Por tanto, quedó demostrado que coordinando unos motores diésel, generadores y baterías se podía cumplir perfectamente con los requisitos de las maniobras portuarias, tanto en potencia como en desplazamiento, de tal forma que los motores diésel solamente se utilizan en los momentos que se necesita máxima potencia, aunque también tiene la posibilidad de emplear únicamente los motores diésel de acuerdo al sistema convencional. Este remolcador en concreto dispone de dos motores diésel acoplados a dos hélices acimutales (que podrían ser cicloidales) y dos generadores diésel que proporcionan la potencia eléctrica necesaria para la propulsión, servicios y la recarga de las baterías, por lo que los propios generadores aumentan la potencia disponible del remolcador.

6.5.2 EL PRIMER REMOLCADOR HÍBRIDO EN EUROPA

Alentado por los extraordinarios resultados obtenidos por el operador norteamericano *Foss Maritime* con sus remolcadores híbridos, y por su política de reducir el impacto medioambiental producido por la operación de sus remolcadores, a principios de 2011 el operador *Kotug* y *AKA* comenzaron el estudio técnico necesario para efectuar la reconversión de uno de los remolcadores existentes de la flota de *Kotug* en un remolcador híbrido. El remolcador objeto de este proyecto de transformación efectuada en los astilleros *Padmos* en Stellendam, Holanda, fue el remolcador convencional *Rotor Tug “RT Adriaan”* de 32 m de eslora construido en 2010 en Niigata, Japón, y que se convirtió en el primer remolcador híbrido en entrar en operación en Europa. Fue presentado por *Kotug* en el primer trimestre de 2012 y clasificado como clase “E-*Kotug*” (Jamer and Eldridge, 2012, pp. 209-210).

El proyecto incluía una serie de particularidades propias que lo diferenciaban de las construcciones híbridas anteriores y que por tanto requerían especial atención por ser:

- Primer sistema híbrido en ser aprobado y clasificado por *Lloyd's Register*;
- Primer sistema híbrido en incorporar tres propulsores;
- Primer sistema híbrido en el que se utilizaba un generador de cola acoplado a un motor convencional para alimentar a los otros dos propulsores, por lo que podía operar utilizando un único motor y;
- Un sistema de baterías relativamente nuevo que estaba en proceso de aprobación por parte de *Lloyd's*.

La aplicación del sistema de propulsión híbrido a la flota de remolcadores *Rotor Tug* produce una mejora considerable de sus capacidades operativas y su eficiencia ya que pueden emplear un mínimo de motores diésel en cualquier momento, sin que suponga una merma de sus capacidades.

El remolcador cuenta con un sistema de gestión de la potencia *XeroPoint*¹³ (híbrido) proporcionado por *Aspin Kemp & Associates (AKA)* de Canadá, que se adapta a las exigencias de propulsión e integra el control de todos los dispositivos eléctricos y mecánicos para establecer los modos óptimos de potencia. Los principales objetivos del sistema *XeroPoint* fueron los siguientes:

- **Reducción de las emisiones.** La tecnología híbrida *XeroPoint* es capaz de eliminar virtualmente los periodos de tiempo en los que los MM.PP. diésel están a ralentí (“*idling*”), determinando la configuración más eficiente de los equipos eléctricos y mecánicos. Además, asegura que cuando los motores diésel se ponen en marcha, trabajen siempre en el rango óptimo de eficiencia para la combustión lo que, añadido a la reducción de sus horas operativas, origina una disminución considerable de las emisiones a la atmósfera;
- **Consumo de combustible reducido.** El sistema puede satisfacer de forma eficiente las demandas del sistema de propulsión y servicios del remolcador usando ambas fuentes de energía, diésel y eléctrica. La optimización de la operación de los motores diésel al trabajar en los rangos de eficiencia óptimos es un factor importante en la reducción del consumo ya que si trabajan por debajo de esos rangos (en modo tránsito o espera), el consumo específico de fuel es menos eficiente (Mulder and Mulligan, 2010, p. 159). Por ejemplo, un único motor principal transmitiendo potencia a los tres propulsores acimutales origina un consumo de fuel eficiente con velocidades de hasta 10 nudos en

¹³ El sistema híbrido *Xeropoint* está compuesto por un motor diésel y un motor eléctrico que, de forma independiente o simultánea, generan y transmiten la fuerza al eje propulsor, configurando las opciones de propulsión y potencia más eficientes.

tránsito, y a regímenes bajos de potencia, los motores auxiliares proporcionan la potencia suficiente y necesaria durante el tránsito. Además, la incorporación de un sistema de baterías de litio¹⁴ permite que el remolcador pueda atender las demandas de potencia eléctricas sin necesidad de poner en marcha los motores diésel, y todo ello contribuye a la reducción del consumo de fuel y;

- **Costes de mantenimiento reducidos.** La capacidad de proporcionar la potencia necesaria empleando un solo motor diésel y durante el mínimo tiempo posible origina una reducción importante del número de horas de funcionamiento de los motores y por tanto, un aumento del tiempo transcurrido entre las revisiones y mantenimiento programado (reducción de consumibles como filtros, aceite, etc.¹⁵)

En el remolcador se instalaron, aparte de los tres MM.PP. diésel que ya disponía, tres motores-generadores situados entre los MM.PP. y los propulsores, que pueden actuar como elementos generadores de potencia de las hélices o como elementos pasivos en los ejes permitiendo que los MM.PP. propulsen al remolcador de forma convencional mediante un baipás de todos los controles híbridos¹⁶. En algunos casos, cuando los MM.PP. están acoplados a los ejes, estos motores-generadores pueden actuar como generadores proporcionando la energía eléctrica al sistema y servicios.

El remolcador consta de dos grupos electrógenos que proporcionan la potencia eléctrica necesaria para el sistema de propulsión, servicios y la carga de las baterías híbridas de litio, y en función del modo de operación, el capitán determina el número de grupos electrógenos operativos, por lo que se trata de un remolcador altamente configurable en cuanto al modo de operación.

La energía necesaria en los periodos en los que se solicita poca potencia la suministran las baterías híbridas, de tal forma que cuando alcanzan un determinado nivel de descarga, arranca un grupo electrógeno y genera la potencia necesaria para el sistema de propulsión, servicios e incluso para recargar las baterías.

El sistema de gestión de la potencia *AKA* es capaz de adaptarse a una amplia variedad de modos operativos en función de los requerimientos del remolcador con el propósito de incrementar la eficiencia del mismo y reducir las emisiones a la atmósfera, los cuales pueden ser los siguientes (Jamer and Eldridge, 2012, pp. 212-220):

¹⁴ Aunque cuatro veces más caras que las baterías de ácido, tienen una mayor capacidad energética (se necesitan menos baterías) y mayor vida operativa (Vartdal and Eknes, 2012, p. 100).

¹⁵ En los buques precedentes con sistemas híbridos de propulsión, se producía un ahorro en el mantenimiento de aproximadamente el 30%, teniendo en cuenta incluso los costes asociados al mantenimiento del propio sistema híbrido.

¹⁶ En cualquier caso, la intensidad de la potencia aplicada y el gobierno de las hélices se efectúan a través de controles *Schottel* existentes instalados en el puente.

- **No-híbrido (convencional).** Mediante un simple selector se puede cambiar entre el sistema híbrido y el convencional con el cual tan pronto como el remolcador desatraca del muelle, los tres MM.PP. diésel convencionales y los generadores auxiliares están trabajando.
- **Parado “Stop”.** Utilizado mientras permanece atracado a muelle y en el que el sistema híbrido utiliza la potencia de las baterías. Cuando el estado de carga de las baterías alcanza el 20%, arranca automáticamente un generador auxiliar y genera la potencia suficiente para mantener los servicios del remolcador y recargar las baterías. Una vez cargadas, el generador se apaga y el remolcador pasa a depender de nuevo únicamente de las baterías, pudiendo repetirse este proceso tantas veces como sea necesario. Este modo de operación también permite que se conecte una fuente de energía o generador de tierra que suministra la potencia necesaria a todos los servicios y permite cargar completamente las baterías.
- **Ralentí “Idle”.** Similar al modo de *Stop*, es un modo de ahorro de energía que utiliza las baterías híbridas de litio para soportar los servicios del remolcador hasta que su estado de carga se reduce hasta un 20%. En este punto, el sistema híbrido arranca el generador auxiliar, que además de generar toda la potencia necesaria, recarga las baterías y cuando éstas alcanzan un estado de carga lo suficientemente alto, el generador se desconecta y actúan únicamente las baterías. A diferencia del modo *Stop*, en el cual no es posible un desplazamiento del remolcador, este modo sí se considera un modo de propulsión, aunque el empuje y gobierno están limitados y solamente puede mantener una posición razonablemente segura y sin necesidad de emplear mucha potencia.
- **Tránsito 1.** La energía para la propulsión y los servicios del remolcador la suministran los dos generadores auxiliares, hasta velocidades de 6 nudos, y al mismo tiempo se recargan las baterías híbridas. Las tres hélices son accionadas por sus respectivos motores y se controlan a través de la posición del “joystick” en el puente. Resulta un modo operativo eficiente en términos de consumo de combustible, reducción de emisiones y operación general del motor.
- **Tránsito 2.** Con este modo se genera la potencia adicional necesaria para alcanzar los 10 nudos sin necesidad de utilizar los tres MM.PP. Para ello se emplea únicamente el motor principal central acoplado mecánicamente a la hélice de popa, y para evitar la estela o arrastre “drag” que generan las otras dos hélices de proa (Oomkens, 2015), se accionan mediante los motores eléctricos, gracias al motor-generator central que está acoplado a la línea de ejes del motor principal central, a un generador auxiliar y a las baterías cuando sea preciso.

- **Asistencia.** En este modo el sistema trabaja casi de la misma forma que la configuración convencional del remolcador *Rotor Tug*, es decir, con los tres MM.PP. diésel acoplados a sus respectivas hélices y los motores-generadores operando como generadores de cola para contribuir al suministro de energía a los servicios del buque y recargar las baterías.

El mismo operador *Kotug*, siguiendo su política medioambiental de contribuir a reducir las emisiones perjudiciales a la atmósfera, desarrolló una nueva versión híbrida “*E-Kotug*” de remolcador portuario, el *ART 80-32 (Advanced Rotor Tug* de 80 tons de *bollard pull* y 32 m de eslora), ya que estos remolcadores trabajan el 95% de su tiempo a bajas velocidades. El primer remolcador de esta serie, el “*RT Evolution*”, fue diseñado al amparo del acuerdo firmado entre *Rotortug* y *Robert Allan Ltd.*, construido por los astilleros *Damen* de Hardinxveld-Giessendam, Holanda, y entregado en noviembre de 2014 para trabajar en el puerto de Rotterdam¹⁷. Este diseño, como cualquier otro remolcador híbrido, se caracteriza por reducir el consumo de combustible y las emisiones nocivas a la atmósfera combinando motores eléctricos y alternadores acoplados a las líneas de ejes, complementados por un sistema de baterías y gestionados por un sistema de gestión de la potencia inteligente.

La energía eléctrica sobrante de la propulsión generada por los grupos electrógenos o los MM.PP. se almacena continuamente en una serie de baterías que acumulan, en término medio, la energía que necesita el remolcador mientras está amarrado en puerto durante la noche, entre 6 y 8 horas. De esta forma, se cumplen fácilmente las estrictas regulaciones portuarias en términos de contaminación ambiental ya que los motores diésel están apagados mientras el remolcador está amarrado y además mejora el descanso de la tripulación.

Este diseño híbrido se compone de tres MM.PP. diésel, cada uno de ellos acoplado a una línea de ejes y al que se conecta un motor/alternador eléctrico exclusivo a través un embrague apropiado¹⁸. De esta forma, cada motor diésel puede accionar su línea de ejes de forma independiente o simultánea con el motor eléctrico de ese mismo eje. Si para la propulsión se emplean únicamente los motores diésel, los motores eléctricos actúan como alternadores de cola y generan la energía necesaria para la acomodación, servicios o para recargar las baterías. Cuando el remolcador utiliza el modo de operación eléctrico o diésel-eléctrico, son los generadores auxiliares y las baterías los que proporcionan la energía necesaria a los motores eléctricos.

¹⁷ En realidad, la configuración del sistema de propulsión híbrida del “*RT Evolution*” es una actualización del sistema instalado en el remolcador portuario “*RT Adriaan*” reconvertido en 2012 como remolcador híbrido.

¹⁸ En concreto, la clase *ART 80-32* consta de tres motores diésel del fabricante *Caterpillar* de 1.765 kW a 1.800 rpm cada uno acoplado a través de un disco doble de control de salida de potencia (*Twin Disc Marine Control Drive, MCD*) a un eje propulsor con un alternador. Los motores/alternadores eléctricos son del fabricante *Teco Westlinghouse* con una potencia de 500 kW cada uno, y los grupos electrógenos de *Caterpillar*, producen 575 y 250 kVA cada uno a 400/230 V - 50 Hz.

Teóricamente el operador del remolcador tiene cuatro modos de operación disponibles en función de las fuentes de energía utilizadas: eléctrico puro (baterías), diésel-eléctrico (grupos electrógenos diésel auxiliares), mecánico o convencional (MM.PP.) y mecánico-eléctrico (MM.PP. y alternador de cola), de tal forma que, si se combinan de forma adecuada estos métodos de operación, se mejora la flexibilidad de funcionamiento del remolcador. Además, las múltiples configuraciones de propulsión y fuentes de energía utilizadas generan una gran redundancia en el sistema de propulsión, que se traduce en una mayor seguridad. El intercambio entre los diferentes modos de operación se efectúa sin dificultad ya que los cortos periodos en los que se produce el corte de energía “*black-out*” para cambiar de un modo a otro, son cubiertos por las baterías que disponen de la autonomía suficiente para este cometido.

No obstante, esta gran flexibilidad de funcionamiento puede suponer mayor complejidad de gestión por las partes implicadas y un mayor coste. La instalación del sistema que permita utilizar el modo convencional (únicamente MM.PP. diésel), dirigido a aquellos operadores que se mostrasen, sobre todo al principio, un poco inseguros con el sistema híbrido, supone una mayor complejidad tecnológica y un mayor coste económico, que podría ser innecesario. Por tanto, el reto planteado es diseñar un sistema híbrido con un nivel de seguridad y redundancia adecuada, pero sin caer en la creación de sistemas demasiado complejos y caros.

CAPÍTULO VII. ANÁLISIS DEL REMOLQUE DE ESCOLTA, MÉTODOS DE ASISTENCIA, ESTABILIDAD Y LAS SOCIEDADES DE CLASIFICACIÓN

7.1 INTRODUCCIÓN AL REMOLQUE DE ESCOLTA

Las grandes catástrofes que se produjeron en los años 80 y 90 por el embarrancamiento de buques tanque y los posteriores vertidos de hidrocarburo al mar, el incremento del número y tamaño de los buques, el aumento del transporte de mercancías peligrosas (fuel-oil, gas natural licuado *LNG* y productos químicos) así como la consideración de los canales estrechos o zonas restringidas en relación al nuevo tamaño de los buques (Voith Hydro Marine Technology, n.a., p. 1), provocaron la aparición de una serie de nuevos riesgos que han aumentado la presión sobre la seguridad del transporte marítimo y han hecho de la asistencia a un buque por parte de un remolcador de escolta un factor decisivo en la seguridad y en la evaluación de riesgos, tanto por parte de las terminales como de las autoridades locales, nacionales e internacionales que tienen competencias en la conservación y protección del medio ambiente y de las tripulaciones. Por esta razón, el remolque de escolta se ha implantado de forma obligatoria en muchas zonas del mundo¹, a veces exigido por las propias terminales o compañías petrolíferas (como es el caso de Europa), y a veces exigido por parte de los Estados con una legislación nacional concreta (como es el caso de EE.UU.²).

Generalmente, un buque necesita la asistencia de un remolcador debido a que sus sistemas de propulsión y gobierno no le proporcionan la suficiente capacidad de maniobra a bajas velocidades para garantizar el éxito de la maniobra en condiciones de seguridad. Sin embargo, hoy en día también es necesaria la asistencia de un remolcador a altas velocidades (superior a 6 nudos) principalmente en situaciones de emergencia cuando, como consecuencia de un fallo técnico o avería en el sistema de propulsión y/o gobierno a bordo del buque, éste queda sin la capacidad de maniobra suficiente y pone en riesgo al propio buque, a su tripulación, al resto de buques e instalaciones y al medio ambiente. Por esta razón se deduce que la asistencia e intervención por parte del remolcador en las operaciones de escolta se produce tanto a altas como a bajas velocidades y, generalmente, en situaciones de emergencia.

La intervención de los remolcadores, ya sean portuarios o de escolta, cobra cada día más importancia debido a que se necesita garantizar la seguridad de las operaciones y maniobras de los buques que se aproximan a la costa con la intención de atracar a las terminales para cargar o descargar las mercancías transportadas o en las maniobras de salida de las mismas.

¹ Es el caso, por ejemplo, de Sullom Voe en las Islas Shetland; Southampton y Milford Haven en Reino Unido; Mongstad en Noruega; Prince William Sound en Alaska; Puget Sound en Washington y; la Bahía de San Francisco en California.

² Por ejemplo, en Puget y Prince William Sound la escolta a buques tanque viene impuesta por las Reglas Federales mientras que en los puertos de San Francisco, Los Ángeles/Long Beach, San Diego y Puerto Hueneme está impuesta por el propio Estado de California. En cualquier caso, tanto las leyes Federales como las Estatales exigen que el capitán del buque actúa de acuerdo a las capacidades del remolcador de escolta utilizado.

El objetivo del remolque de escolta es evitar, reducir o minimizar el riesgo de varada y embarrancada de un buque (normalmente buques tanque transportando mercancías peligrosas) como consecuencia de una avería en el sistema de propulsión y/o gobierno o un error humano en zonas especialmente sensibles (puertos, radas, bahías, etc.) con la consiguiente contaminación del medio ambiente y la posible pérdida del buque, su carga y/o vidas humanas³. Para conseguirlo, el remolcador de escolta con propulsión omnidireccional debe acompañar y estar preparado para asistir al buque rápidamente con el objetivo de detener la arrancada y/o generar o contrarrestar una caída de rumbo del buque escoltado, dirigiéndolo a una zona segura. Normalmente, el remolcador acompaña al buque escoltado navegando por su popa y sin interferir en su tránsito con la línea de remolque firme a la popa del buque escoltado “*tethered*” o “*made fast*”, para actuar rápidamente en caso de emergencia. La situación del remolcador a popa del buque se debe a que, con arrancada avante, el punto giratorio del buque “*pivot point*” se encuentra a 1/4 de la eslora desde la proa y por tanto, es la situación en la que el remolcador tiene el mayor brazo de palanca para influir sobre el rumbo del buque⁴.

7.2 CONCEPTO

Tras la aparición del concepto de remolcador de escolta después de los grandes accidentes de las últimas décadas del siglo pasado, existía cierta confusión, incluso en la propia industria del remolque, sobre qué era exactamente el concepto de prestar *remolque de escolta* a buques tanque. La definición que está generalmente aceptada es la siguiente:

El empleo de un remolcador en una posición desde la cual éste pueda efectuar de forma rápida y segura un control sobre el gobierno o velocidad del buque que ha sufrido un problema en su sistema de propulsión y/o gobierno en una zona restringida, y (lo más crítico), a velocidades superiores a los 6 nudos.
(Allan, 2000, p. 100).

La propia definición permite diferenciar esta maniobra de las asistencias portuarias propiamente dichas que se efectúan generalmente a velocidades de hasta 6 nudos como máximo.

³ La pérdida de gobierno y propulsión en los buques tanque se produce casi siempre por la caída de la planta, *blackout*. Por ejemplo, en aguas de los EE.UU. entre el año 1992 y 2000 hubo 230 averías reportadas en el sistema de gobierno (frecuencia $2,9 \times 10^{-5}$ averías/hora); una media de 493 averías en el sistema de propulsión (frecuencia $6,5 \times 10^{-5}$ averías/hora) y; 25 incendios o explosiones en la sala de máquinas (frecuencia $3,3 \times 10^{-6}$ incendios/hora).

⁴ Por supuesto, deben de tenerse en cuenta también las peculiaridades de cada maniobra, pues no entraña el mismo peligro un buque a media carga en un área amplia con suficiente margen de seguridad que un *VLCC* cargado navegando por un canal angosto en relación a su tamaño. Es más, como la energía cinética de un buque es proporcional al cuadrado de su velocidad sobre el agua, cualquier incremento de ésta requerirá generar unas fuerzas mucho mayores para controlar la derrota del buque, por lo que en ningún momento el buque escoltado debe superar la velocidad máxima establecida.

La velocidad es un parámetro crítico porque en teoría, a muy bajas velocidades, cualquier remolcador convencional puede controlar razonablemente bien la derrota y la velocidad del buque asistido, de ahí que muchos armadores alegasen que habían estado efectuando operaciones de “escolta” mucho antes de la aparición de esta nueva e innovadora maniobra. Sin embargo, a las altas velocidades que se efectúa el remolque de escolta, el sistema de propulsión del remolcador convencional no puede desarrollar el empuje y tensión necesarios sobre el remolque para controlar de forma eficiente la derrota del buque; la forma de su casco no está diseñada para generar grandes fuerzas hidrodinámicas con los métodos indirectos de asistencia y; su estabilidad no es la adecuada para resistir las fuerzas de vuelco generadas en esta maniobra.

Por tanto, podemos decir que el remolcador genuino de escolta es una solución relativamente reciente de respuesta ante el riesgo de contaminación causado por la varada o embarrancada de un buque tanque cargado, de tal modo que su labor principal es ser capaz de controlar de forma rápida y segura la derrota del buque en caso de una avería en su sistema de propulsión y/o gobierno, al mismo tiempo que interfiere lo mínimo posible en las operaciones normales del buque, permitiéndole navegar a una velocidad que no tenga un impacto negativo en su explotación económica.

7.3 EL PRIMER REMOLCADOR GENUINO DE ESCOLTA

Desde sus orígenes, el remolcador *tractor Voith* se ha utilizado en asistencias dinámicas en las que el buque tenía cierta velocidad, como por ejemplo en el Canal de Panamá (aunque sin usar el término de escolta propiamente dicho).

Tras el accidente del petrolero “*Amoco Cadiz*” en 1978 en la costa francesa surgieron las primeras ideas sobre la posibilidad de asistir y aumentar la seguridad de la navegación de los buques que transportasen mercancías peligrosas (por el incremento tanto del número como del tamaño de estos buques) de ahí que se construyesen específicamente los remolcadores *tractor Voith “Abeille 31”* y “*Abeille 32*” destinados a operaciones de salvamento, contraincendios y lucha contra la contaminación en la costa norte de Francia (Sturmhofel and Bartels, 2000, p. 274). No obstante, la idea de la asistencia a un buque con un remolcador genuino de escolta fue divulgada y aceptada por toda la comunidad internacional tras el accidente del “*Exxon Valdez*” en Alaska en 1989 (como ya hemos visto en capítulos anteriores). En esta nueva maniobra, se ampliaba y aumentaba el rango de velocidades a las que el remolcador tenía que prestar asistencia, la magnitud de las fuerzas generadas al buque asistido a través de la línea de remolque y se disminuía el tiempo de reacción, por lo que se establecieron mayores exigencias a los nuevos remolcadores.

En 1993 se construyó en los astilleros *Halter Marine* en Lockport, Luisiana, el primer remolcador genuino de escolta, el tractor *Voith* “*Lindsey Foss*” (y posteriormente su gemelo “*Garth Foss*” en 1994) con una eslora de 47,24 m y potencia de 8.000 CV del operador *Foss Maritime Company* para trabajar en el norte de Puget Sound, Estado de Washington, junto con *ARCO Marine* y la petrolera *BP Oil Shipping Company*⁵. Aunque disponía de un diseño ligeramente mejorado y de una potencia mayor, sus formas se basaban en el mismo concepto del primer remolcador tractor *Voith* de la historia, el “*Stier*”, que había entrado en funcionamiento en 1954 (Sturmhofel and Bartels, 2000, p. 271).



Figura 7.1 El “*Lindsey Foss*, primer remolcador genuino de escolta tractor *Voith*. Fuente. <http://www.shipspotting.com>

Desde un primer momento se demostró experimentalmente que el remolcador tractor *Voith* era válido para prestar las asistencias de escolta con los métodos directos e indirectos a las velocidades típicas de escolta (superior a 5-6 nudos) y también a bajas velocidades⁶. Además, por el simple hecho de disponer de propulsión omnidireccional con la suficiente potencia, eliminó los riesgos asociados al remolcador convencional, principalmente cuando prestaba asistencias a un buque con cierta velocidad.

⁵ Posteriormente, en abril de 1997, el “*Lindsey Foss*” fue utilizado como remolcador de pruebas durante una serie de ensayos como parte del proceso de evaluación previo a la construcción de otros remolcadores de escolta para Prince William Sound y en la que se monitorizaron las fuerzas sobre la línea de remolque, los rumbos del buque y remolcador, el ángulo de la línea de remolque respecto al buque, el ángulo de ataque respecto al flujo de agua del remolcador y la velocidad sobre el fondo, entre otros.

⁶ En muchos lugares donde se realizaba el remolque de escolta (Terranova, Bahía de Placentia, etc.) se hicieron pruebas para describir el comportamiento del remolcador tractor *Voith* operando con el buque escoltado. Para ello se contemplaron distintos escenarios de riesgo, en los cuales se tenían en cuenta los parámetros de los mayores buques tanque accediendo a estas zonas y en condiciones meteorológicas extremas, y tras suponer una avería en el sistema de propulsión y/o gobierno del buque asistido, se obtuvieron diámetros de giro válidos dentro de los cuales el remolcador controlaba eficazmente su derrota.

7.4 FACTORES QUE AFECTAN A LA MANIOBRA DE ESCOLTA

Para que el remolcador de escolta pueda asistir al buque asistido de forma exitosa (independientemente del tipo de remolcador que se trate) se deben tener en cuenta los siguientes factores:

7.4.1 NAVEGACIÓN ACTIVA “*TETHERED*” Y PASIVA “*UNTETHERED*”

El factor más importante durante la maniobra de escolta es el tipo de navegación que efectúa el remolcador durante el acompañamiento del buque y antes de que se produzca la avería⁷. Las simulaciones y pruebas empíricas efectuadas demuestran claramente que si el remolcador no empieza a aplicar sus fuerzas sobre el buque en el intervalo de un minuto desde que se detecta la avería, el desvío que puede sufrir el buque de su derrota original puede ser insalvable. De ahí que lo más recomendable es que el remolcador efectúe una navegación activa “*tethered*” en la que la línea de remolque permanece firme a la popa del buque y sin estorbar el tránsito del mismo, de tal modo que el remolcador está inmediatamente disponible para actuar en caso de emergencia a bordo del buque (Hensen, 2003, pp. 152-153).

No obstante, como no existe una regulación internacional común para el remolque de escolta, ciertos países como Rusia (Saari, 2015, p. 13) permiten que se efectúa la navegación pasiva “*untethered*” en la cual el remolcador navega libremente (sin tomar y hacer firme la línea de remolque) y en las proximidades del buque escoltado. Sin embargo, esta maniobra debería efectuarse solamente cuando, en función del margen de maniobra y las condiciones meteorológicas, exista la certeza de que en caso de que sea preciso, se pueda dar y hacer firme la línea de remolque de forma rápida y en condiciones suficientes de seguridad.

7.4.2 LA VELOCIDAD

En gran parte de los buques tanque y buques de grandes dimensiones la capacidad de maniobra se reduce de forma considerable a bajas velocidades, de tal forma que por debajo de los 4-6 nudos, son incapaces de maniobrar de forma eficaz y segura por sus propios medios debido a la disminución de la eficiencia de su timón. Esta es la razón por la que los buques tanque tienen que mantener una velocidad mínima avante de aproximadamente 6 nudos, incluso en canales angostos y zonas restringidas para garantizar un flujo de agua suficiente hacia el timón.

⁷ Como el riesgo de varada aumenta drásticamente con la aproximación del buque a la costa, la maniobra de escolta debe empezar normalmente en una zona segura y alejada de la misma, de tal forma que el remolcador acompaña al buque escoltado hasta el atraque, o viceversa, para que en caso de que se produzca una emergencia, pueda actuar rápidamente.

Por otra parte, para estos buques, la velocidad más económica de navegación se corresponde normalmente con la velocidad máxima permitida en un área determinada, y en caso de no existir limitación, con la velocidad más alta que garantice su tránsito seguro, de tal forma que a veces la velocidad es 10 o 12 nudos. Estos son los motivos que, con carácter general, llevan a considerar que la velocidad mínima típica del remolque de escolta es de 10 nudos.

La velocidad de la maniobra de escolta puede alcanzar los 12 nudos (aunque depende del área donde se desarrolle, del tipo de remolcador, el viento, las olas, el margen de seguridad, etc.) por lo que la velocidad máxima del remolcador en navegación libre debe ser mayor y suele estar en torno a los 14 nudos. Por tanto, los remolcadores siempre tienen que tener un buen margen de velocidad (Gaston, 1996, p. 145) de tal forma que su velocidad máxima sea superior a la velocidad de escolta para que, por ejemplo, pueda alejarse rápidamente de las interacciones del campo de presión del buque y de la influencia de su hélice cuando se aproxima a su popa para hacer firme el remolque. Visto lo anterior, se desprende que el remolque de escolta no forma parte de las operaciones de asistencia normales que se desarrollan en el entorno portuario a velocidades inferiores a los 4-6 nudos.

Si la velocidad del buque durante la escolta es demasiado alta, debe reducirse a un nivel en el que el remolcador pueda proporcionar una asistencia efectiva en caso de que sea necesaria, teniendo en cuenta que las fuerzas de inercia del buque escoltado son proporcionales al cuadrado de su velocidad. Al mismo tiempo, el remolcador de escolta necesita disponer de un cierto margen de velocidad entre la velocidad de escolta y su velocidad en navegación libre que le proporciona mayor seguridad y capacidad de reacción cuando se producen circunstancias impredecibles (Voith Hydro Marine Technology, n.a, p. 3). No obstante, la velocidad del buque escoltado debe ser lo suficientemente alta como para garantizar su autogobierno y la seguridad en la navegación según las condiciones meteorológicas reinantes actuales, pues la eficiencia de su timón es función directa de la velocidad sobre el agua. Por tanto, la velocidad máxima de escolta es la velocidad más alta para la cual el remolcador de escolta está aceptado por los diseñadores y Sociedades de Clasificación para efectuar las operaciones de escolta.

El hecho de que actualmente sea posible efectuar los métodos de asistencia de escolta a altas velocidades no es más que el fruto del constante desarrollo y modernización de los remolcadores portuarios, tanto en la potencia instalada como en capacidad de maniobra, hasta conseguir un diseño propio y genuino de remolcador de escolta ya que, tal y como hemos dicho anteriormente, es una maniobra que no puede efectuarse en condiciones de seguridad suficientes con un remolcador convencional, e incluso, un remolcador portuario con propulsión omnidireccional tiene muchas limitaciones.

7.4.3 ENERGÍA CINÉTICA

Un aspecto fundamental en el remolque de escolta es la energía cinética del buque escoltado. Cuando un buque incrementa su velocidad, la energía cinética almacenada se incrementa geométricamente, a razón de la mitad del desplazamiento del buque multiplicado por el cuadrado de la velocidad (Brooks and Slough, 2001, pp. 221-222):

$$Ec = \frac{1}{2} \cdot D \cdot V^2 \quad (7.1)$$

Esto significa que a 10 nudos, en una situación de emergencia el remolcador debe controlar una energía cinética que es 100 veces superior a la energía generada a 1 nudo. Además, cuanto mayor sea la velocidad del buque sobre el agua, más efectivo será su timón, por lo que en caso de que éste se averíe y quede metido a una banda a 10 nudos, la velocidad de caída del buque a una banda “*rate of turn*” será mucho mayor que a 6 nudos, y por tanto más difícil de controlar su derrota. Por todo ello se deduce que la velocidad del buque sobre el agua debe mantenerse lo más baja posible, ya que a medida que su velocidad aumenta, la energía cinética aumenta y la capacidad del remolcador para influir sobre su derrota disminuye (aunque la velocidad no debe ser tan baja como para producir un impacto económico negativo en las operaciones del buque escoltado), de tal modo que hay que buscar una situación de compromiso entre ambas alternativas.

De la misma forma, el práctico a bordo del buque debe tener en cuenta las fuerzas generadas por los agentes meteorológicos (viento y corrientes) que el buque debe contrarrestar durante su tránsito, para lo cual precisa de una determinada velocidad que le permita maniobrar de forma efectiva, ya que las probabilidades de una varada como consecuencia de la corriente pueden ser mayores que por una avería mecánica a bordo del buque.

Para demostrar la influencia de la velocidad sobre la capacidad de escolta en remolcadores convencionales, la empresa *SeaRiver Maritime Inc.* realizó una serie de pruebas reales usando el buque “*North Slope*” de 165.000 tons de peso muerto y los remolcadores convencionales “*Sea Voyager*” y “*Dr. Jack*” de 7.200 CV cada uno afirmados a la popa del buque y en las que se simulaba una avería simultánea en el sistema de propulsión y gobierno del buque (Brooks and Slough, 2001, pp. 225-226). Al inicio de la prueba, en condiciones de calma total, y navegando a 5 y 7 nudos, el timón del buque se puso todo a estribor, 15 segundos después se paró el motor y 15 segundos más tarde se solicitó la intervención de uno de los remolcadores para contrarrestar la caída del buque a estribor. Se demostró que el remolcador era capaz de controlar la derrota del buque a 5 nudos, pero si ésta aumentaba a 7 nudos, resultaba totalmente ineficaz y además se ponía en riesgo la propia seguridad del remolcador. La combinación del incremento

de la energía cinética del buque (que aumenta de acuerdo al cuadrado de la velocidad), la limitada capacidad de maniobra del remolcador convencional a altas velocidades y la rápida reacción del timón del buque como consecuencia del incremento del flujo de agua incidiendo contra el mismo, sobrepasaban con creces las capacidades de escolta del remolcador.

7.4.4 EL ANCHO DEL CANAL

El ancho del canal o el margen disponible por los costados en la zona donde se efectúa la escolta, junto con la velocidad, determinan el tiempo del que disponen el práctico y el remolcador para salvaguardar la seguridad del buque en caso de una emergencia a bordo del mismo.

La longitud de la línea de remolque también está determinada por el ancho del canal aunque las pruebas experimentales demuestran que la longitud ideal de la misma está entre 90 m y 100 m. Si el remolque está muy corto, la estela de la hélice del buque incide más directamente sobre la obra viva del remolcador, provoca más guiñadas y requiere de un gobierno constante por parte del capitán del remolcador para contrarrestarlas. Además si el remolque está demasiado corto, las capacidades del remolcador al emplear los métodos indirectos se ven muy reducidas debido a que parte de la obra viva se ve influenciada negativamente por la estela del buque.

Si debido a la anchura del canal resulta inevitable emplear una línea de remolque con una longitud mínima, se considera como aceptable una longitud mínima igual a la eslora del remolcador más la semi-manga del buque escoltado.

7.4.5 TIEMPO DE REACCIÓN O RESPUESTA

Otro factor crítico en el remolque de escolta es el tiempo total invertido desde que se produce la avería hasta que se aplican las acciones correctivas para evitar que el buque acceda a zonas peligrosas. Básicamente, este periodo de tiempo es el que transcurre entre que el práctico o capitán del buque constatan que se ha producido una avería, deciden si ordenan parar los motores del buque, solicitan la intervención del remolcador y éste actúa generando fuerzas de gobierno y/o frenado. Hasta que se aplican las acciones externas preventivas, el buque continúa navegando de forma incontrolada (por ejemplo en caso de una avería en el timón metido a una banda o con una caída de planta “*blackout*”), por lo que puede evolucionar fuera del canal o de la derrota prevista “*off track error*” con una velocidad importante. Por tanto, si se produce una avería a bordo del buque, es fundamental que se detecte a la mayor brevedad para que el remolcador pueda actuar rápidamente evitando así que el buque se separe de la derrota prevista y la energía cinética supere las capacidades del remolcador de escolta. Para ello se recomienda que éste permanezca con la línea de remolque firme en todo momento a la popa del buque

escortado “*tethered*”, principalmente cuando la velocidad es muy elevada, y sin estorbar el tránsito seguro del mismo (Saari, 2015, p. 14).

7.4.6 EFICIENCIA DEL DISEÑO DEL REMOLCADOR

Es fundamental emplear un remolcador genuino de escolta capaz de crear las fuerzas de gobierno y/o frenado necesarias sobre el buque escoltado que eviten el accidente a la velocidad de tránsito establecida y eliminando cualquier tipo de retardo. Tal y como veremos a lo largo de la presente Tesis, en función del tipo de remolcador que se trate, existen diferencias notables en las capacidades de escolta de cada uno de ellos.

Un remolcador influye en el movimiento de un buque aplicándole una fuerza con un determinado ángulo, denominado vector fuerza. A velocidad cero el remolcador puede transmitir al remolque una fuerza igual a su *bollard pull* y en cualquier dirección pero a medida que el buque adquiere arrancada avante, la potencia del remolcador procedente de sus propulsores para generar fuerzas sobre el buque se reduce por dos factores: en primer lugar porque una parte de su potencia se utiliza para impulsarse a sí mismo a través del agua y en segundo lugar porque al tener que trabajar con un determinado ángulo respecto al buque, tiene que emplear otra parte de la potencia para cambiar el ángulo de ataque y conseguir el vector fuerza solicitado por el práctico. Por tanto, el capitán del buque y el práctico deben tener en cuenta que el empuje generado directamente por los propulsores del remolcador se reduce a medida que el buque incrementa su velocidad, de ahí que ganen importancia las fuerzas hidrodinámicas generadas por el casco y apéndices del remolcador.

7.4.7 LA COMPETENCIA DEL PRÁCTICO Y LAS TRIPULACIONES

El último elemento crítico en la maniobra de escolta es la competencia y el nivel de adiestramiento del práctico y la tripulación del remolcador realizado en simuladores sofisticados o en pruebas reales. Esta es la razón por la que muchos autores instan a las autoridades portuarias a efectuar, de forma regular, simulacros y ejercicios de escolta con el objetivo de asegurarse que los remolcadores cumplen con la misión asignada de forma efectiva, gracias a una rápida respuesta por parte de todas las personas intervinientes ante las situaciones de emergencia que se presentan de forma repentina.

Resulta especialmente importante el grado de conocimiento y adiestramiento del práctico, pues si tenemos en cuenta que no existe una reglamentación internacional respecto al adiestramiento de las tripulaciones de los buques asistidos en cuanto al remolque de escolta, la mayor parte de estas tripulaciones no tienen los conocimientos mínimos necesarios para efectuarla con

seguridad y eficiencia, por lo que el práctico se convierte en el nexo de unión entre el buque asistido y el remolcador (Saari, 2015, p. 38).

En general, la tripulación del buque, tanto la del departamento de cubierta como de máquinas, debería estar familiarizada con los procedimientos de emergencia en caso de producirse un fallo en el sistema de gobierno, para que en caso de que el timón quede metido a una banda, se actúe de forma inmediata y éste sea devuelto a la vía (línea de crujía) a la mayor brevedad, y posteriormente proceder a arreglar la avería⁸.

La operación de escolta debe planificarse con tiempo suficiente y con la opinión consensuada del práctico y de los capitanes del remolcador y del buque (en caso de que este último no pueda intervenir, debe informársele con la mayor celeridad), teniendo en cuenta los siguientes aspectos:

- Tamaño, calado y maniobrabilidad del buque asistido;
- Velocidad, distancia de la navegación de escolta y fondeaderos de emergencia;
- Densidad de tráfico;
- Condiciones meteorológicas;
- Tipo, tamaño y maniobrabilidad del remolcador;
- Métodos de asistencia empleados;
- Capacidad máxima de asistencia del remolcador a la velocidad de escolta;
- Punto exacto de comienzo y finalización de la escolta y;
- Canal de trabajo *VHF* preferente para las comunicaciones.

7.5 CONSIDERACIONES GENERALES SOBRE EL REMOLQUE DE ESCOLTA

7.5.1 EL NACIMIENTO DEL CONCEPTO DE “*BUTTERFLY DIAGRAM*” EN LOS REMOLCADORES DE ESCOLTA

Históricamente, la capacidad de actuación de los remolcadores ha estado definida por medidas escalares como la potencia o el *bollard pull*, pero la potencia instalada es una magnitud que no permite diferenciar el tipo de remolcador que se trata y el *bollard pull* solamente diferencia sus capacidades a una determinada velocidad (velocidad cero). Por tanto, un diagrama en el que se represente el tiro efectuado sobre el cabo de remolque respecto a la velocidad es útil únicamente para evaluar sus capacidades remolcando en una dirección, que suele ser avante derecho (Hutchison, Gray and Jagannathan, 1993, p. 234). No obstante, de este diagrama sí se podrían

⁸ Además todos los miembros de la tripulación deben estar adiestrados y preparados para manejar el equipo de fondeo por si es necesario utilizarlo como método de auxiliar de emergencia.

obtener algunos datos como el *bollard pull*, la velocidad en navegación libre y la velocidad con el remolque.

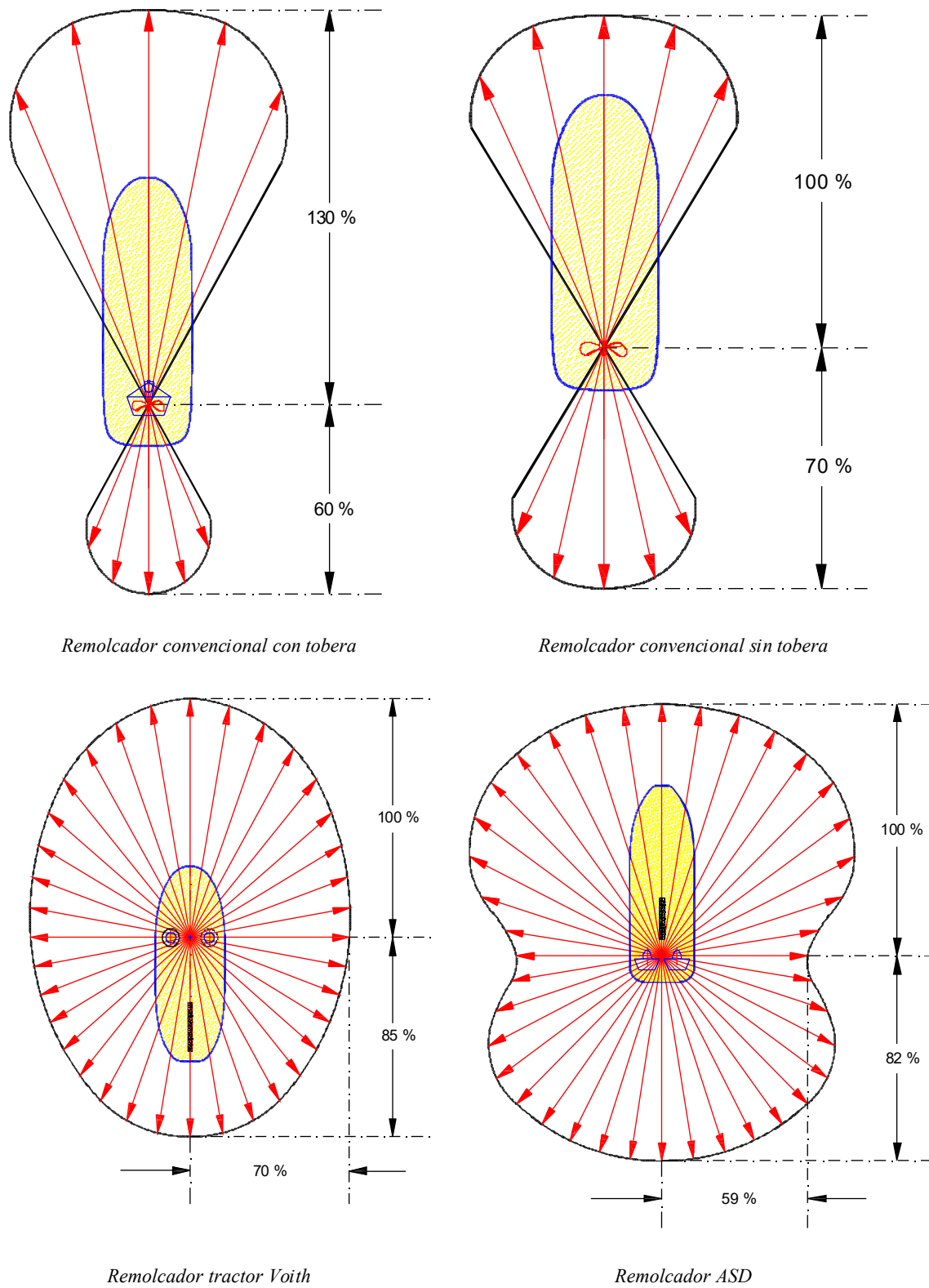


Figura 7.2 Diagrama polar de vectores de empujes para diversos sistemas de propulsión: remolcador convencional (con y sin tobera), tractor Voith y ASD (Hvide, 1998, pp. 47-48). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Durante las décadas de los años 70 y 80 del siglo pasado, el estado del arte para describir las capacidades de un remolcador se basaba en el diagrama polar de vectores de empuje, introducido por W. Baer (Hutchison, Gray and Jagannathan, 1993, pp. 234-235) como una herramienta muy útil de comparación entre los diferentes tipos de remolcadores. En la figura 7.2 se observa que tanto el remolcador *tractor Voith* como el *ASD* generan un empuje omnidireccional, cuya intensidad depende de la dirección, mientras que el remolcador convencional tan solo es capaz de generar empuje adelante y atrás cuyas intensidades dependen de la instalación o no de la tobera. Este diagrama no es representativo de todos y cada uno de los remolcadores convencionales, sino que diferencias de diseño y/o equipo pueden suponer pequeñas variaciones, pero a los efectos propuestos en este punto, las formas del diagrama son muy similares a las que aquí se representan.

La forma y el área del diagrama de vectores de empuje proporciona una predicción realista de la eficiencia de un remolcador con relación a dos aspectos relevantes, de una parte en lo referente a la forma del mismo, lo que da una idea del tiempo necesario para desplazarse de una posición a otra, mientras que de otra parte el tamaño del área nos permite predecir la magnitud de empuje que puede transmitirse al remolque.

De esta forma el remolcador que disponga de un diagrama de vectores de empuje con un área considerable y con una forma circular nos permite establecer que se trata de un remolcador cuya maniobrabilidad le faculta para incurrir en pérdidas muy pequeñas de tiempo en cambiar de una posición a otra, al mismo tiempo que es capaz de transmitir grandes fuerzas al buque asistido en cualquier dirección.

Sin embargo, los diagramas polares tenían dos hándicaps importantes que les impedían hacer frente a las necesidades de descripción y comparación de los remolcadores modernos: en primer lugar, solamente representan la capacidad del remolcador a velocidad cero, y en segundo lugar, las capacidades de generación de empuje se representan en un sistema de coordenadas referenciadas al propio remolcador, en lugar de estar referenciadas al buque asistido (Scalzo and Hogue, 1996, p. 59). No obstante, aunque sí pueden ser válidos para el análisis de las capacidades del remolcador en las operaciones de atraque y desatraque y en las asistencias a muy bajas velocidades, no son útiles cuando las asistencias se efectúan con una cierta velocidad adelante. Por tanto, son diagramas que dan una idea de la maniobrabilidad de los remolcadores durante las maniobras pero no sirven para transmitir al armador u operador del buque asistido las fuerzas que el remolcador puede generar sobre el buque.

El conocimiento de las fuerzas generadas sobre el buque (representadas en un sistema de coordenadas referenciadas al propio buque) es fundamental en la maniobra de escolta a altas velocidades. En un sistema de coordenadas del buque que tiene cierta velocidad adelante, la fuerza generada por el remolcador se descompone en una componente longitudinal, que se corresponde con una fuerza frenado o retardo, y una componente transversal, que se

corresponde con una fuerza de gobierno. Si el diagrama polar de vectores de empuje se transformase para representar las fuerzas creadas de acuerdo a las coordenadas del buque asistido, en principio, se podría pensar que adoptaría la forma de una circunferencia con un radio igual al *bollard pull*, de tal modo que a velocidad cero, cada remolcador podría situarse en una posición en la cual pudiese aplicar su *bollard pull* máximo en la dirección deseada.

La implantación del remolque de escolta a principios de los años 90 supuso una serie de nuevos requisitos para los remolcadores dedicados a efectuar operaciones de escolta con los métodos dinámicos a velocidades de hasta 10 nudos. Concretamente obligó a los diseñadores e ingenieros navales a evaluar las capacidades de esos remolcadores durante la etapa de diseño y construcción, los cuales debían satisfacer esas nuevas demandas del mercado. Esto supuso la necesidad de conocer las fuerzas de asistencia que el remolcador puede generar sobre el buque escoltado en todo el rango de velocidades de escolta, desde cero hasta los 10-12 nudos.

En 2001 la empresa de ingenieros navales norteamericana *The Glosten Associates, Inc.* publicó un informe donde, además de tratar la génesis y evolución de la legislación aplicada al remolque de escolta en EE.UU. hace mención por primera vez a la representación de las capacidades o fuerzas generadas por un remolcador de escolta referenciadas al sistema de coordenadas del buque asistido (Gray, 2001, p. 16). Este diagrama, que hoy en día es bastante común, se conoce como diagrama de mariposa o “*butterfly diagram*” (por la forma que adoptan) y en él resulta fácil de leer la magnitud de las fuerzas transversales (gobierno) y longitudinales (frenado) generadas sobre el buque asistido en los 360° y en todo el rango de las velocidades máximas de escolta (Kristensen, *et al.*, 1997, p. 582). El diagrama de mariposa fue realizado por primera vez para el primer remolcador diseñado y construido específicamente para operaciones de escolta, el tractor *Voith “Lindsey Foss”*.

En la figura 7.3 se representa el diagrama de mariposa del remolcador de escolta tractor *Voith “Ajax”* de las siguientes características (Bartels and Jürgens, 2006, p. 17):

✓ Eslora en la flotación	38,20 m
✓ Manga	14,20 m
✓ Puntal	6,25 m
✓ Desplazamiento	1.276 tons
✓ GM	2,98 m
✓ Propulsión	2 x VSP 36GII/270
✓ Potencia	2 x 3.460 kW

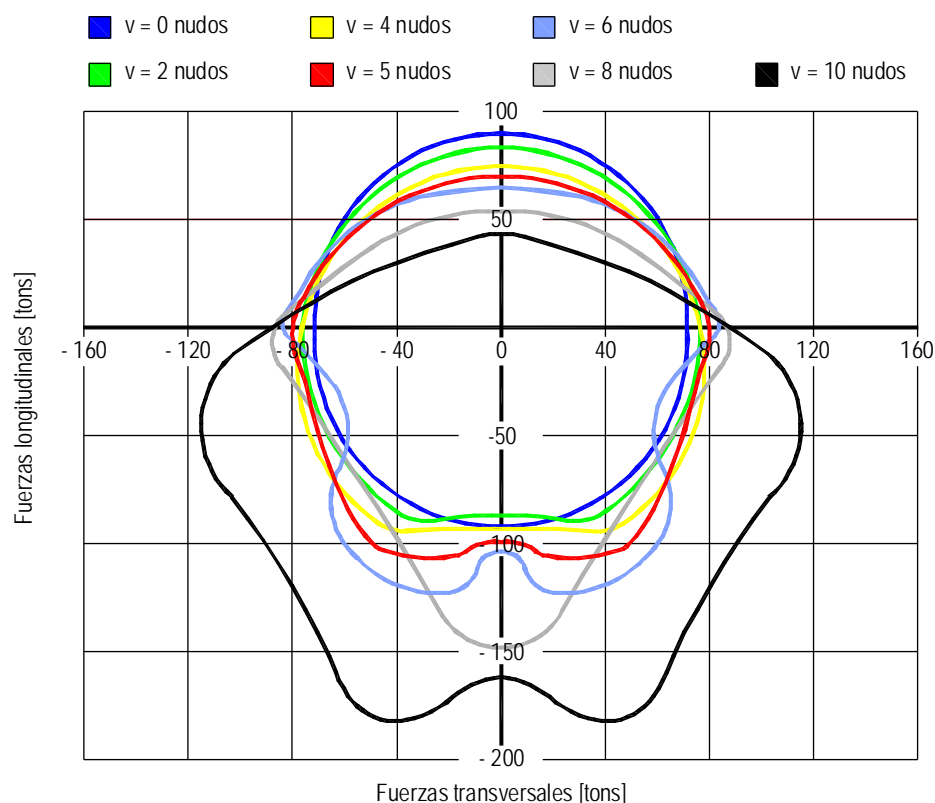


Figura 7.3 “Butterfly diagram” del remolcador de escolta tractor Voith “Ajax” para todo el rango de velocidades de escolta (Bartels and Jürgens, 2006, p. 17). Dibujo: Santiago I. Baniela.

7.5.2 LA FUERZA DE GOBIERNO REQUERIDA EN LA ESCOLTA “TONNES OF STEERING PULL”

Cada buque tiene unas características de gobierno particulares que varían en función de las velocidades y ángulos de metida de timón, tal y como se representa en la tabla de la figura 7.4, en la que se comparan las fuerzas generadas por el timón de tres petroleros a distintas velocidades y con diferentes ángulos de metida de timón. En la tabla se observa que las fuerzas de timón más grandes se producen con ángulos de metida de aproximadamente 25°.

Velocidad	Peso muerto y ángulo de timón			Peso muerto y ángulo de timón			Peso muerto y ángulo de timón		
	100.000 tons			200.000 tons			300.000 tons		
	15°	25°	35°	15°	25°	35°	15°	25°	35°
6 nudos	30	45	30	50	60	50	55	80	60
8 nudos	55	75	60	85	115	90	100	140	105
10 nudos	85	120	90	130	185	145	155	220	165
12 nudos	120	175	135	190	260	205	230	320	245

Figura 7.4 Fuerza del timón en tons (aproximadas) para diferentes petroleros, velocidades y ángulos de metida de timón. (Hensen, 2003, p. 145).

A la vista de lo anterior, la OMI promulgó unas directrices para la maniobrabilidad de los buques (*IMO 751 – 10/10 zigzag maneuver criterion*) y publicó unos gráficos que muestran las “Tonnes of Steering Pull” (*TSP*)⁹ necesarias para contrarrestar las fuerzas generadas por el timón de diferentes tamaños de buques tanque navegando a 10 nudos (Det Norske Veritas, 2011, p. 17). Dichos gráficos se pueden utilizar para predecir, aunque sea de forma estimada, cual es el tamaño máximo de los buques a los que pueden asistir los remolcadores de escolta, teniendo en cuenta que las *TSP* generadas por el remolcador son conocidas según los criterios y pruebas de la propia clase (en el presente estudio, el *DNV GL* por ser el más estricto y exigente).

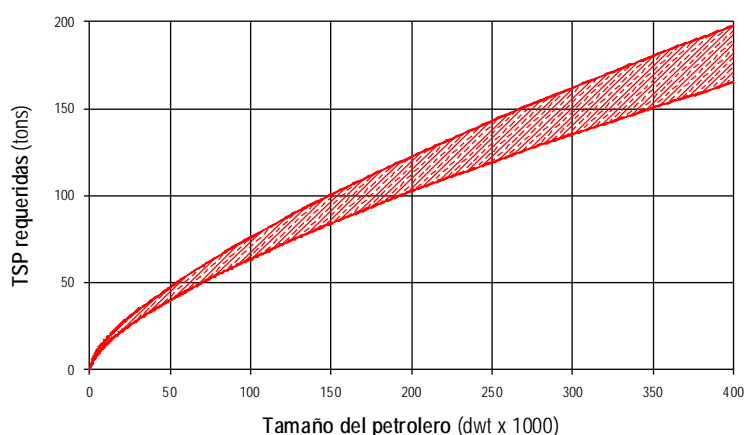


Figura 7.5

TSP requeridas en el remolcador para escoltar petroleros a 10 nudos basándose en las directrices de la IMO 751 10/10 Zig-Zag con el método indirecto de asistencia. Dibujo: Santiago I. Baniela.

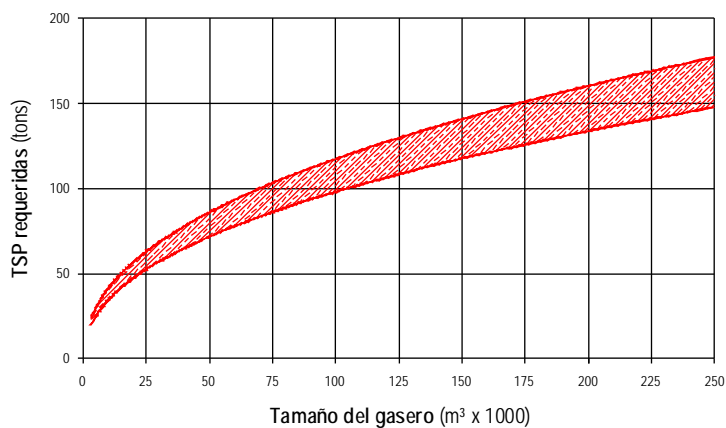


Figura 7.6

TSP requeridas en el remolcador para escoltar gaseros LNG a 10 nudos basándose en las directrices de la IMO 751 10/10 Zig-Zag con el método indirecto de asistencia. Dibujo: Santiago I. Baniela.

Otras fuentes señalan que, en determinados casos, las directrices presentadas por la OMI de la fuerza de gobierno pueden ser algo excesivas, por lo que la decisión final respecto al *bollard*

⁹ Indican la fuerza de tiro máxima transversal (expresada en toneladas) ejercida por un remolcador de escolta sobre la popa del buque asistido con el fin de controlar su derrota.

pull y diseño general del remolcador serán responsabilidad de los diseñadores e ingenieros navales quienes a su vez se registrarán por el tamaño, velocidad, condición de carga y condiciones operativas aplicables a los buques objeto de la escolta y zona geográfica, aunque siempre cumpliendo con la legislación vigente.

7.5.3 LA NECESIDAD DEL REMOLCADOR GENUINO DE ESCOLTA EN RELACIÓN CON LOS COSTES ASOCIADOS

Actualmente el diseño y construcción de remolcadores de escolta es una rama en auge en el sector de la construcción naval. Sin embargo, en términos generales, el remolcador de escolta es una solución relativamente cara mientras no es necesaria su intervención en una emergencia y que, básicamente, se presenta como una solución a hipotéticos problemas o averías que pongan en riesgo la seguridad de la navegación del buque asistido y la conservación del medio ambiente. Por esta razón, determinadas circunstancias marcadas por objetivos económicos han hecho que a veces el remolcador de escolta se dedique también a otras operaciones como, asistencias portuarias, lucha contra incendios o anticontaminación, tratando de mantener una inversión económica inicial mínima.

En cualquier escenario posible, para determinar si la maniobra e intervención de un remolcador genuino de escolta es necesaria para contribuir y garantizar la seguridad de la maniobra, se debe efectuar una valoración de todos los riesgos presentes en esa zona, como son:

- Batimetría;
- Amplitud e intensidad de marea;
- Condiciones meteorológicas (vientos, corrientes, hielos, etc.);
- Fondeaderos de emergencia;
- Ayudas a la navegación;
- Asistencia por parte de prácticos y remolcadores no genuinos de escolta;
- Tamaño del buque asistido (eslora, manga y calado) en relación al espacio libre disponible para la maniobra y;
- Las características habituales de los buques que suelen atracar para cargar y/o descargar mercancías peligrosas y que, en definitiva, son el objeto de la escolta.

Este estudio resulta imprescindible porque podría darse la circunstancia de que, simplemente mejorando o incrementando las funciones por parte de prácticos, remolcadores portuarios y los servicios de tráfico marítimo, se mejorase y garantizase la seguridad en caso de una emergencia a bordo del buque sin necesidad de recurrir a la intervención de un remolcador de escolta. No obstante, podemos llegar a un punto en el que, por ejemplo, a pesar de aumentar el número de remolcadores portuarios empleados, por sus características de diseño, no pudieran asistir a un

VLCC navegando a 10 nudos, por lo que es entonces cuando resulta evidente la necesidad de disponer de un remolcador genuino de escolta, cuya misión, como sabemos, es evitar un accidente en caso de avería en el buque escoltado y/o error humano. En este punto se hace necesario establecer los procedimientos a seguir para efectuar la maniobra de remolque de escolta con garantías, plasmándolos en el denominado Plan de Escolta que incluye parámetros como la velocidad máxima, condiciones meteorológicas más adversas aceptables, tipo de asistencia, etc.

Una vez que se determina la necesidad de emplear un remolcador genuino de escolta, para comprobar si realmente el remolcador elegido evitaría un accidente tras una hipotética avería o un fallo humano a bordo del buque, deberían plantearse diferentes escenarios, teniendo siempre en cuenta la multitud de variables que influyen en la maniobrabilidad de un buque. De todos los supuestos analizados se obtendrán unos resultados que determinan cuál es el diseño óptimo de remolcador para ese puerto o zona concreta así como los métodos de asistencia más eficaces.

7.5.4 LA FORMACIÓN DE LAS TRIPULACIONES

Como ya hemos dicho anteriormente, el remolcador de escolta está concebido para evitar un accidente y la posterior contaminación en caso de avería en el sistema de propulsión y/o gobierno del buque, pero también un posible fallo humano, y si tenemos en cuenta que el 80% de los accidentes marítimos son producidos por errores humanos (De la Campa, 2005, p. 4), es indispensable que, además de emplear un remolcador adecuado, el práctico, el capitán del remolcador, el capitán del buque asistido así como cualquier persona que intervenga en la maniobra, tengan una adecuada preparación que garantice el éxito de la misma. En este punto, el capitán del remolcador y su tripulación resultan fundamentales por la rapidez y eficacia con la que deben actuar para controlar la derrota del buque escoltado, sin menoscabo de prestar atención a la propia seguridad del remolcador, teniendo en cuenta las características y potencia de los remolcadores actuales dotados de propulsión omnidireccional (Lewis, 1990, pp. 121-122).

Si el remolcador no se utiliza de forma correcta o la tripulación no es lo suficientemente eficiente, las posibilidades de éxito disminuyen exponencialmente, ya que como es habitual, la avería suele producirse en el momento más impredecible por lo que todo el mundo debe saber en todo momento qué hacer y de la forma más eficaz. Aunque, como en todas las facetas de la vida, la práctica se obtiene principalmente con la experiencia, es fundamental que la tripulación tenga una buena formación teórica sólida que se puede complementar en los simuladores de maniobra.

Debemos tener en cuenta que en puertos con varios prácticos que intervienen muy de vez en cuando en una maniobra de escolta, es más difícil que adquieran rápidamente la experiencia

suficiente. Además, por fortuna, es relativamente poco frecuente que el remolcador tenga que intervenir debido a una emergencia, por lo que puede ocurrir que un práctico o un capitán de un remolcador nunca hayan tenido que actuar en una emergencia real, de ahí que resulte fundamental una preparación y actualización continuada como complemento a la experiencia adquirida.

Un remolcador con propulsión omnidireccional necesita un capitán que conozca perfectamente las capacidades y limitaciones del mismo con el objetivo de sacarle el máximo rendimiento. Para ello, las compañías navieras deberían formar adecuadamente a sus capitanes antes de ponerlos al mando de estos remolcadores, distribuyendo manuales de operaciones y realizando cursos de actualización o reciclaje, si fuese necesario. También sería recomendable que los capitanes tuviesen la oportunidad de expresar sus opiniones y experiencias (*feedback*) para que dichos manuales estuviesen actualizados en todo momento y sirviesen de guía a los compañeros. En definitiva, se trata de que el capitán del remolcador esté perfectamente familiarizado con el remolcador para hacer frente a las obligaciones que recaen sobre él, algunas de las cuales se enumeran a continuación:

- Conocer perfectamente las capacidades y limitaciones del remolcador;
- Conocer las instrucciones de la compañía naviera;
- Conocer la reglamentación y prácticas habituales del puerto o zona de asistencia;
- Velar por la seguridad y salud laboral y el adiestramiento de la tripulación;
- Conocer la reglamentación relativa a los equipos de seguridad de la tripulación;
- Conocer los equipos de seguridad, emergencia y contraincendios del remolcador;
- Conocer la disposición de los equipos y controles ubicados en el puente;
- Preparar y difundir entre su tripulación los procedimientos de maniobra;
- Efectuar la maniobra de desatraque/atraque del muelle habitual del remolcador de forma rápida y eficaz;
- Gobernar, maniobrar y controlar la derrota del remolcador en situaciones de asistencia y en navegación libre;
- Capacidad para asistir en las maniobras de atraque/desatraque de los buques con y sin arrancada;
- Conocer perfectamente los métodos de operación del remolque de escolta (directo e indirecto) y sus limitaciones;
- Maniobrar eficazmente a la hora de tomar y largar el cabo de remolque en las proximidades del buque escoltado;
- Conocer las características y el comportamiento de la línea de remolque y la maquinilla;
- Expresarse adecuadamente en el idioma inglés para comunicarse con prácticos, capitanes y autoridades portuarias y;

- Registrar los parámetros más importantes de la navegación y maniobra (Lewis, 1990, pp. 122-123).

Si bien a los capitanes de los petroleros, gaseros, buques de pasaje, buques con sistema de posicionamiento dinámico, prácticos, etc. se les exige un certificado específico que refleje que han superado una serie de pruebas y que lo facultan para maniobrar, estar al mando o dirigir la maniobra de esos buques, no ocurre lo mismo con los remolcadores, a pesar de las enormes y evidentes diferencias existentes a la hora de gobernar con uno u otro remolcador y los riesgos que pueden originarse si no se manejan adecuadamente. Como no existe una reglamentación internacionalmente aceptada para preparar a los capitanes de los remolcadores, éstos normalmente aprenden a maniobrar con la experiencia y con la técnica habitual de la prueba y error. Si bien es cierto que, por ejemplo, el Convenio *STCW* establece que las compañías deben asegurarse de que sus capitanes y tripulaciones tienen la formación y competencia adecuada para desempeñar eficazmente su trabajo a bordo y, el Código de Gestión de la Seguridad exige a la compañía definir, para cada miembro de su tripulación, la responsabilidad y el nivel de competencia mínimo exigido, sin embargo, no hay un certificado internacionalmente reconocido que garantice que la operación de remolque por parte del capitán del remolcador se realiza de forma competente y profesional después de haber sido preparado adecuadamente (Nygh, 2010, pp. 262-263).

Parece razonable pensar en la conveniencia de que una normativa internacional exigiese que todos los capitanes de los remolcadores contasen obligatoriamente con un certificado o título homologado que los acredite para manejar un determinado remolcador así como cumplir con un adiestramiento periódico. Indirectamente sería un requisito igualmente obligatorio para todas las compañías de remolque, de tal forma que ninguna se vería beneficiada o perjudicada por la aplicación de la normativa en cuestión, ya que todas tendrían que aumentar sus tarifas o fletes de forma proporcional, en concepto de formación de sus trabajadores.

7.5.5 LA IMPORTANCIA DE LAS PRUEBAS REALIZADAS EN SIMULADORES, DE MODELOS A ESCALA Y EN SITUACIONES REALES

El remolque de escolta puede considerarse una maniobra bastante peculiar, que puede estar influenciada por muchas variables y donde realmente existen pocas posibilidades de evaluar la idoneidad de un remolcador para efectuarla, ya que como el remolcador actúa únicamente en situaciones de emergencia, puede que durante toda su vida útil no tenga que intervenir, por lo que resulta muy útil su evaluación en simuladores de maniobra (aunque éstos nunca puedan sustituir a las pruebas reales).

El simulador de maniobra reproduce el puente de un buque, incluyendo los medios de información, control y comunicación habituales así como una simulación de la visión exterior animada y del radar (Rodrigo de Larrucea, 2009, p. 11). Suelen disponer de un puesto de control para los remolcadores que intervienen en la maniobra y un puesto de control informático de la simulación, donde se procesa, mediante potentes ordenadores trabajando en red, el modelo numérico del movimiento del buque, la imagen exterior animada y la imagen radar. Hoy en día, existen simuladores que permiten realizar cualquier tipo de maniobra de forma virtual, incluido el remolque de escolta, donde el operador establece, por ejemplo, las características del remolcador, del buque asistido y las condiciones meteorológicas.

De las pruebas en los simuladores se pueden extraer algunas de las capacidades y limitaciones que tiene un determinado remolcador en diferentes condiciones meteorológicas y a distintas velocidades, por lo que las características, y consecuentemente el coste final del remolcador, dependerán en gran medida de los resultados obtenidos en las mencionadas simulaciones. No obstante, la realidad puede ser algo diferente ya que en un simulador resulta muy difícil reproducir, por ejemplo, las interacciones entre el casco del remolcador y el del buque escoltado, la tensión en el cabo de remolque según la dirección y altura de las olas o la influencia de la estela generada por la hélice del buque escoltado sobre el sistema de propulsión del remolcador¹⁰. Por ello los resultados obtenidos de los simuladores deben considerarse simplemente como una aproximación a la realidad que deben verificarse durante las pruebas reales (Toivola, 2002, pp. 183-184). Por ejemplo, en el año 2005 la empresa de ingeniería naval *The Glosten Associates* efectuó para la compañía *Pacific Energy Partner* una prueba en un simulador para demostrar las capacidades de varios remolcadores escoltando a un *VLCC* de 325.000 toneladas durante su entrada al puerto de Los Ángeles utilizando diferentes métodos de asistencia. Entre otros resultados se obtuvo que, con dos remolcadores *ASD* de 50 toneladas de *bollard pull* atrás trabajando en tándem se podía controlar eficazmente la derrota del buque sin máquina ni timón y con una arrancada de 5 nudos (Gray, 2005, pp. 2-4).

¹⁰ A raíz del accidente en 2010 entre el remolcador portuario *ASD "Fairplay 22"* y el buque "*Stena Britannica*" durante la maniobra de tomar el remolque por la proa con el resultado del vuelco del remolcador y en el que la velocidad fue la causa principal del mismo (Livingstone, 2016, p. 259), un grupo de investigadores de Rotterdam llevó a cabo una serie de cuestionarios que se hicieron circular a todos los prácticos, capitanes de buques asistidos y remolcadores de todo el mundo para determinar procedimientos y velocidades de seguridad durante estas asistencias. Según la mayoría de los encuestados, los simuladores no reproducen los efectos de interacción buque-remolcador de forma realista y además, en muchos no se tienen en cuenta estos factores ya que consideran a los remolcadores únicamente como vectores de fuerza. Por su parte, el 20% de los capitanes de los remolcadores, aunque conscientes y conocedores de los efectos de interacción entre ambos buques, alegaron que no habían sido formados para anticiparse a estos efectos, por lo que el 30% había experimentado algún tipo de situación comprometida a bordo de remolcadores *tractor Voith*, *tractor-Z*, *ASD* y *Rotor Tug* (Hensen, Merkelbach and Van Wijnen, 2013, p. 14).



Figura 7.7 Vista de un simulador de maniobra donde un remolcador de escolta ASD está asistiendo a un buque con el método indirecto (Van Der Lindern et al., 2010, p. 42).

Por tanto, aunque de los simuladores se pueden sacar conclusiones útiles en cuanto a la velocidad de la maniobra de escolta, el tipo de remolcador y el método de asistencia, entre otras cosas, lo realmente importante es realizar las pruebas a escala real y que se llevan efectuando desde hace ya varias décadas¹¹. En general, los parámetros medidos en una prueba real para determinar si un remolcador es válido o no para la escolta son los siguientes:

- Derrota y rumbo del buque escoltado;
- Velocidad sobre el agua;
- Ángulo formado por la línea de remolque con respecto a la línea de crujía remolcador y con respecto a la línea de crujía del buque escoltado;
- Ángulo de escora del remolcador;
- Ángulo de ataque o deriva del remolcador respecto al flujo de agua;
- Par de torsión de los propulsores;
- Fuerzas originadas sobre la línea de remolque;
- Distancia recorrida y tiempo empleado para frenar la arrancada del buque;
- Derrota, rumbos, balance, cabeceo y guiñadas del remolcador durante la maniobra y;
- En un remolcador con hélices acimutales, el ángulo de las mismas con respecto a la línea de crujía del remolcador y, en un remolcador *tractor Voith* el paso establecido en las palancas y rueda de gobierno.

¹¹ En 1991 en la isla de Wight, ya se hizo una prueba real con un remolcador ASD de 53 toneladas de *bollard pull* escoltando a un petrolero de 130.000 toneladas, en la que se concluyó que con una velocidad de entre 5,9 y 8,8 nudos el remolcador podía controlar eficazmente el rumbo del buque empleando el método indirecto de asistencia, mientras que si la velocidad era inferior a 5,9 nudos, debía emplear el método directo. Además podía detener completamente la arrancada del buque navegando a 10 nudos en una distancia de 1,25 millas y en 15 minutos. En el 1997 el petrolero “Arco Juneau” cargado con 125.000 toneladas fue escoltado por el Estrecho de Georgia, Washington, por el primer remolcador de escolta construido *tractor Voith* “Lindsay Foss”, realizando un total de 11 pruebas en las que se modificaron los parámetros y los métodos de asistencia. Las distancias de frenado obtenidas demostraron que, para garantizar la seguridad de la operación, era indispensable detectar la avería lo antes posible y tener firme el cabo de remolque para que el remolcador pudiese actuar inmediatamente (Wingard and Gray, 1997, pp. 1-3).

Los resultados obtenidos de las pruebas reales y de los simuladores suelen establecer la velocidad máxima de escolta para una zona determinada, aunque muchos autores consideran que esta velocidad también debería depender del tipo de buque escoltado, desplazamiento, estado de carga, maniobrabilidad, etc. Por ejemplo, en la legislación de Los Angeles/Long Beach, por medio de la legislación gubernamental se determina que el *bollard pull* del remolcador de escolta debe ser función del desplazamiento del buque escoltado y tipo de remolcador, mientras que en Noruega, la legislación de las terminales establece que los remolcadores de escolta deben tener una notación específica por parte de una Sociedad de Clasificación, la cual se refiere a las toneladas de fuerza de gobierno en función del desplazamiento del buque escoltado (Gray and Hutchison, 2004, pp. 1-4). En cualquier caso, sea cual sea el método utilizado, el remolcador debe ser capaz de controlar el gobierno y la velocidad del buque tras una avería en el sistema de propulsión y/o gobierno a la velocidad que se efectúe la escolta y dentro de los límites de seguridad fijados.

El remolcador específicamente diseñado para el remolque de escolta tiene asignada una notación de Clase “*Escort tug*” (que lo distingue de cualquier otro remolcador) proporcionada por las Sociedades de Clasificación, para lo que exigen que el remolcador cumpla con una serie de requisitos a velocidades de hasta 10 nudos. Como estas pruebas de mar se realizan una vez construido el remolcador, puede ocurrir que no cumpla con los requisitos mínimos para obtener la Clase, por lo que las pérdidas serían muy importantes debido a que por su diseño, tampoco sería un remolcador de puerto propiamente dicho. Para evitar estos contratiempos, es muy útil utilizar potentes programas informáticos y pruebas de modelos a escala en canales de ensayo hidrodinámicos que determinan, aunque sea de forma aproximada, si el diseño propuesto de remolcador cumple o no con una serie de condiciones.

7.5.5.1 Comentarios sobre algunas pruebas realizadas con remolcadores ASD

En 1993 se realizaron las primeras pruebas para determinar las capacidades de escolta de los remolcadores con hélices acimutales, para lo cual emplearon dos remolcadores ASD similares, el “*Kari*” y el “*Esko*” del operador finlandés *Neste Shipping*. Contrariamente a lo que argumentaban los defensores del sistema de propulsión cicloidal, en unas pruebas efectuadas por el fabricante de hélices acimutales *Rolls-Royce -Ulstein Aquamaster-* (Rolls-Royce, 2004, p. 13) quedó demostrado claramente que se trataba de un remolcador que estaba plenamente

capacitado para efectuar las operaciones de escolta según los requisitos de la época¹². A la vista de los resultados obtenidos, el fabricante *Ulstein Aquamaster* decidió efectuar una serie de pruebas de modelos a escala para medir científicamente las fuerzas generadas en función de los métodos de asistencia y sus velocidades, desarrollando el concepto de remolcador de escolta *Towliner*, ya comentado en capítulos anteriores. Se trata de un remolcador multipropósito con bulbo a proa que, además de poder efectuar el remolque de escolta con velocidades de hasta 12 nudos, también era válido para las asistencias portuarias y como buque dedicado a tareas de lucha contraincendios y anticontaminación. Las pruebas a escala demostraron que este remolcador ofrecía una serie de ventajas respecto al tipo *tractor-Z*, como una menor resistencia al avance (mayor velocidad con la misma potencia); mejor comportamiento en la mar, especialmente con los métodos indirectos de escolta y; mayor capacidad de maniobra.

En la *ITS* de 2006 (Quadvlieg and Kaul, 2006, pp. 165-172), representantes del fabricante de hélices acimutales *Schottel* y del *Maritime Research Institute (MARIN)* en Holanda (uno de los centros de investigación hidrodinámica más importantes del mundo) expusieron los resultados obtenidos de un programa informático diseñado específicamente para calcular las fuerzas de gobierno y frenado generadas por los remolcadores de escolta *ASD*¹³. Con este programa se obtenían unos resultados de forma rápida y bastante fiable que permitían construir un remolcador más eficiente, e incluso permitía conocer los parámetros de funcionamiento de los motores del remolcador. El punto más novedoso introducido por el programa fue la posibilidad de intentar estudiar los efectos de interacción entre las propias hélices del remolcador y la interacción de las hélices con el casco del remolcador.

La interacción entre las hélices es un fenómeno muy importante en estos remolcadores por el ángulo tan grande con el que el flujo de agua incide sobre su obra viva en el método indirecto de asistencia, de tal forma que, según la posición relativa del casco, a veces, éste se comporta como un obstáculo que hace variar tanto la velocidad como la orientación del flujo de agua que discurre hacia las hélices. No obstante, como los remolcadores *ASD* tienen una hélice instalada en cada costado, al recibir el agua con un ángulo de ataque o deriva grande, una hélice estará, por decirlo de alguna forma, a “barlocorriente” y otra a “sotacorriente”. La hélice que está a “barlocorriente” trabaja en aguas relativamente más libres, es decir, que no se ven tan influenciadas por el casco como la hélice de “sotacorriente”, que recibe el flujo de agua después

¹² El remolcador *ASD “Esko”* con 30,0 m de eslora y 40 tons de *bollard pull* escoltó al petrolero “*Mastera*” por el Golfo de Finlandia aplicando de forma eficaz, desde 11 nudos hasta 0 nudos, los métodos directos *Transverse Arrest* (ángulo de las hélices 90°) y *Reverse Arrest* (ángulo de las hélices 180°) y; los métodos indirectos con una velocidad máxima de 10 nudos. En 1993 también se efectuaron pruebas reales con el remolcador *tractor-Z “Delta Billie”* escoltando al petrolero “*Arco Juneau*” por la bahía de San Francisco para determinar la influencia de los métodos directo e indirecto de asistencia en las fuerzas de gobierno y frenado sobre el buque, obteniéndose resultados muy buenos con ambos métodos.

¹³ Como el programa estaba hecho por un fabricante de hélices en particular, *Schottel*, y para un tipo concreto de remolcador, *ASD*, el usuario no podía cambiar esta configuración, pero sí podía variar la posición de las hélices, diámetros, potencia, tamaño del quillón, forma del casco, posición del punto de remolque, etc.

de haber pasado por la otra hélice y el casco. Tras llevar a cabo una serie de pruebas, se concluyó que no era posible calcular científicamente estas interacciones, por lo que se realizaron varias pruebas de modelos a escala para obtener una serie de coeficientes que permitiesen actualizar el programa (Quadvlieg and Kaul, 2006, pp. 169-170).

En líneas generales, gracias al programa se obtuvo que el empuje del remolcador depende, principalmente, de la potencia de los motores y del paso de la hélice *CPP* y que las hélices generan más empuje (en ocasiones hasta un 30% más) cuanto menor sea la velocidad del flujo de agua a través de las mismas. Además, aunque el programa no permitía la posibilidad de analizar las interacciones que producen los apéndices, sí contaba con una aplicación que permitía estudiar el efecto del quillón (con unas dimensiones determinadas por el usuario), pues se consideraba que era el apéndice que perjudicaba más negativamente a las hélices acimutales.

7.5.5.2 Comentarios sobre algunas pruebas realizadas con remolcadores *tractor Voith*

Desde la aparición del primer remolcador genuino de escolta de la historia (el *tractor Voith “Lindsey Foss”* en 1993) se efectuaron diversas pruebas en canales de experiencias de modelos a escala y en simuladores para estudiar las capacidades de los distintos remolcadores¹⁴.

Una de las pruebas de modelos que tuvo más relevancia fue la que se desarrolló para analizar el comportamiento de los remolcadores de escolta *tractor Voith “Nanuq”* y *“Tan’erliq”* en Prince William Sound, Alaska, de la que se obtuvieron las siguientes conclusiones (Busch, Van Buskirk and Gray, 2002, pp. 59-60):

- El ángulo de escora en el cual la cubierta principal se sumerge y empieza a embarcar agua es una medida bastante recurrida para determinar el límite de seguridad de la maniobra. No obstante, el capitán debe de evitar alcanzar esta situación maniobrando para reducir el ángulo de ataque respecto al flujo de agua pues, en esta circunstancia, con la escora alcanzada y la estabilidad reducida que posee en ese momento, si embarca una cantidad de agua importante sobre cubierta, el remolcador se vuelve inestable e ingobernable. Actualmente, confiar la inmersión de la cubierta o trancanil en el agua como un indicador de la estabilidad del remolcador puede proporcionar una percepción errónea de la seguridad, de ahí que sea en el tema de la estabilidad donde las Sociedades de Clasificación son más estrictas en la clasificación para otorgarles la notación de remolcador de escolta;

¹⁴ En 1996 la empresa *Clyde Consultants* publicó los resultados de pruebas de modelos efectuadas a escala de remolcadores *tractor-Z* de escolta tras las cuales se llegó a la conclusión de que con un remolcador de 70 tons de *bollard pull* se podía escoltar de forma eficaz a un buque con un desplazamiento de aproximadamente 100.000 tons a 12 nudos (Banks, 1996, p. 139).

- La utilización de un punto de remolque secundario situado más a popa del punto de remolque principal (situado sobre la vertical del quillón) mejora la seguridad del remolcador navegando en condiciones extremas al embarcar menos agua en cubierta y controlar mejor el rumbo;
- Para pasar de trabajar con el remolque firme por la popa cerrada del buque asistido a trabajar con un ángulo de 90° respecto a su línea de crujía, el remolcador incrementará la potencia atrás separándose progresivamente del rumbo hasta alcanzar la posición deseada y empezar a trabajar de nuevo. Otra posibilidad es que desde la posición cerrada a popa ponga toda la rueda que controla el empuje transversal a una banda para atravesar el remolcador y ayudarse de las fuerzas hidrodinámicas actuando sobre el casco para alcanzar una posición de 90° respecto a la línea de crujía del buque asistido. Aunque es una maniobra más rápida, no es tan segura por las grandes fuerzas que se generan y la escora que alcanza el remolcador;
- Si se produce una avería en uno de los dos sistemas de propulsión del remolcador mientras está utilizando un método indirecto de asistencia, la seguridad de la maniobra sigue garantizada, pues el capitán simplemente debe disminuir el ángulo de deriva para reducir la tensión en el cabo de remolque, y a continuación puede seguir prestando la asistencia normalmente con el otro sistema de propulsión;
- Si los dos sistemas de propulsión quedan inoperativos, las fuerzas hidrodinámicas que actúan sobre el CPL y la situación del punto de remolque harán que el remolcador pivote a lo largo del radio de la línea de remolque alineándose con la dirección del flujo de agua y siendo remolcado por la popa del buque asistido;
- Los parámetros obtenidos en las pruebas reales no difieren mucho de los obtenidos mediante una prueba de modelos por lo que, en principio, se pueden considerar como bastante útiles para predecir el comportamiento de los remolcadores en situaciones reales y;
- La ventaja de estas pruebas es que, a diferencia de las pruebas reales, pueden realizarse las veces que sean necesarias, tanto por las características de operación de los buques (remolcador y buque asistido) como por los gastos asociados. De hecho alguno de los parámetros medidos en canales de ensayo, como por ejemplo la escora límite en la que el remolcador pierde la estabilidad, nunca podrán comprobarse en la realidad a modo de ejercicio.

Por su parte, y también desde la aparición del remolque de escolta, el fabricante *Voith* llevó a cabo una serie de pruebas integrales en sus laboratorios y canales con el objetivo de definir diversos parámetros operacionales y efectuar estudios comparativos con remolcadores con *ASD*

y convencionales, en las que se demostró que el remolcador *tractor Voith* ofrece respecto a éstos una serie de ventajas en cuanto a la capacidad de generar fuerzas de gobierno durante la escolta.

7.5.6 CAPACIDADES DEL REMOLCADOR DE ESCOLTA

Sería importante conocer la fuerza que tiene que generar el remolcador de escolta para controlar de forma efectiva al buque en caso de sufrir una avería antes de que éste supere los márgenes de seguridad y acceda a zonas peligrosas. No obstante, aunque la consideración de zona peligrosa la establece el propio armador del buque y varía para cada tipo, estado, maniobrabilidad y condición de carga, las fuerzas que se necesitan para poder controlar su derrota de forma eficiente dependen de los siguientes factores¹⁵:

- Tamaño y efectividad del timón así como el tiempo de reacción del mismo a distintos ángulos de metida;
- Estabilidad de rumbo;
- Velocidad sobre el agua y características de la hélice;
- Zona de navegación de escolta y distancia o margen de seguridad a zonas no seguras;
- Condiciones meteorológicas;
- Maniobra de escolta efectuando una navegación activa o pasiva;
- Desplazamiento, eslora, manga, calado y energía cinética del buque escoltado;
- Tiempo transcurrido entre que se comunica al remolcador la orden de intervención y ésta se hace efectiva;
- Número, localización, resistencia y tipo de los puntos donde se hace firme el remolque en el buque escoltado;
- Número de tripulantes disponibles para tomar el cabo remolque en el buque;
- Tiempo y distancia navegada en una prueba de parada de emergencia o *crash stop*;
- Equipo de fondeo y;
- Características del casco y superficie de obra muerta lateral y frontal expuesta al viento.

El remolcador de escolta debe tener un casco diseñado de tal forma que le permita generar altas fuerzas hidrodinámicas estableciendo ángulos oblicuos con relación a la dirección de avance del buque escoltado para controlar el rumbo y/o detener la arrancada en caso de emergencia, evitando que se aproxime a zonas peligrosas. Los diseños que han demostrado estas capacidades son, fundamentalmente, los remolcadores tipo *tractor* (*Voith* y *Tractor-Z*, aunque este último

¹⁵ Se trata de un aspecto que quedó en el olvido durante muchos años, de tal modo que la capacidad del remolcador para efectuar la asistencia de escolta de forma segura y eficaz se dejaba según el criterio y experiencia de los capitanes y prácticos, los cuales en ocasiones establecían “creo que esta maniobra funcionará”, o lo que es peor “espero que esta maniobra funcione”.

cayendo cada vez más en desuso), *ASD* y *Rotor-Tug*, aunque también existen otros diseños relativamente recientes como el *EDDY*, del cual ya existe un prototipo clasificado como remolcador de escolta, e incluso el proyecto *RAVE* que en principio, y en el futuro, también sería eficiente en la operación de escolta.

Aunque existe la opinión generalizada de que un remolcador es mejor cuanto mayor sea su *bollard pull*, no es el parámetro más relevante para determinar las capacidades y limitaciones de un remolcador de escolta pues éste indica la capacidad de tiro en la condición de estático, que deja de ser influyente a medida que aumenta la velocidad, momento en el que adquieren importancia la obra viva y potencia del remolcador, los cuales son capaces de generar fuerzas sobre el cabo de remolque muy superiores al *bollard pull*. Es decir, un remolcador excelente para las maniobras portuarias por tener un elevado *bollard pull*, puede que no sea válido para la escolta por el diseño y forma de su casco. Por tanto, lo que se necesita de un remolcador en la maniobra de escolta es su capacidad de generar fuerzas de gobierno y frenado a velocidades altas y bajas. No obstante, cuando la velocidad del buque se reduce y el remolcador utiliza los métodos directos de asistencia, lógicamente cuanto mayor sea el *bollard pull* mayor es su eficiencia.

En general, los requisitos que el remolcador de escolta como tal debe reunir son los siguientes:

- Excelente maniobrabilidad, velocidad y fiabilidad;
- Buen comportamiento en la mar, tanto en la maniobra de escolta como en navegación libre. Los parámetros que influyen en el comportamiento en la mar (guiñadas, balances y cabeceos) dependen del método de asistencia empleado, velocidad, altura de las olas, situación de la superestructura, forma del casco, dimensiones, estabilidad, apéndices y tipo de propulsión;
- Elevado francobordo para evitar que embarque agua en la cubierta de trabajo y poder mantenerla seca la mayor parte del tiempo;
- Buena estabilidad estática y dinámica;
- Línea de remolque ligera, resistente y a ser posible, que flote;
- Equipo de remolque de la suficiente resistencia como para soportar las tensiones (estáticas y dinámicas) originadas en la maniobra;
- Defensas adecuadas y con la resistencia suficiente distribuidas a lo largo de la amurada, principalmente en la cabeza opuesta a la propulsión;
- Buena visibilidad desde el puesto de mando en el puente en los 360° y en vertical;
- Equipo de radio-comunicaciones operativo y en buen estado;
- Puertas estancas en todos los accesos de la cubierta de intemperie que deben permanecer completamente cerradas durante la escolta;
- Capacidad de tomar y hacer firme la línea de remolque a la popa del buque de forma rápida y segura, y a la velocidad a la que se desarrolle la escolta;

- Seguir al buque en circunstancias normales generándole la mínima interferencia;
- Capacidad de utilizar de forma eficaz los métodos de escolta directo e indirecto generando altas fuerzas de gobierno y frenado;
- Capacidad para ejercer, de forma inmediata, fuerzas de frenado en condiciones de flujo de agua negativas;
- Capacidad de aplicar, de forma inmediata, fuerzas de gobierno con una intensidad que preferiblemente superen a la fuerza de gobierno generada por el timón del buque en las condiciones actuales de navegación y;
- Capacidad, si es posible, de actuar inmediatamente contra un incendio declarado a bordo del buque mientras se desplaza sobre el agua y, en caso de producirse un vertido de hidrocarburos, evitar su propagación.

7.5.7 MANIOBRAS RECOMENDADAS TRAS DETECTAR UNA AVERÍA A BORDO DEL BUQUE

Cuando la avería a bordo del buque se produce en una zona donde hay espacio suficiente por la proa y los costados para gobernar, se ha demostrado experimentalmente que para controlar su derrota, lo más efectivo es que el remolcador genere fuerzas de gobierno para provocar un momento de giro al buque y hacer que caiga a una banda, ya que en estas condiciones su velocidad se reduce rápidamente.

En pasos o canales restringidos donde no hay espacio suficiente por los costados para originarle un momento de giro o una caída, el remolcador debe detener su arrancada y, en cuanto pueda, originarle un cambio de rumbo hacia un área más segura.

Si la maniobra se efectúa en aguas poco profundas “*shallow waters*” el remolcador posiblemente tenga que emplear toda su potencia disponible para conseguir detener la arrancada y controlar el rumbo del buque, y aun así, en ocasiones no está garantizado el éxito pues hay muchos factores que influyen negativamente en esta maniobra (condiciones meteorológicas, margen de seguridad, el estado de carga del buque tanque, velocidad, etc.).

Aunque cada buque tiene unas características de maniobra propias, después de una avería en el sistema de gobierno y/o propulsión, los buques de mucha manga generalmente tienden a caer rápidamente a una banda. En estos casos o cuando la avería se produce una vez el buque ya ha iniciado la caída a una banda (sobre todo a alta velocidad), si el espacio disponible lo permite, resulta más sencillo y eficaz que el remolcador le origine al buque un momento de giro todavía mayor a esa misma banda (en este caso el remolcador se colocará por la popa y abierto por la banda opuesta a la que está evolucionando el buque) para dirigirlo a zonas seguras, describiendo si es necesario un giro completo, pues su velocidad disminuirá progresivamente durante la

evolución. A medida que la velocidad se reduce, el remolcador irá modificando el método de asistencia, tal y como veremos al analizar los métodos de remolque de escolta.

Si la avería radica en que el timón del buque escoltado queda metido a una banda un determinado número de grados, para que éste no reciba más flujo de agua de la hélice, el buque debe parar sus motores inmediatamente o poner paso cero si es una hélice *CPP*, para que con la ayuda del remolcador, se pueda controlar su derrota.

La eficacia del remolcador de escolta disminuye a medida que empeora el estado de la mar por lo que en determinadas condiciones meteorológicas extremas, para garantizar la propia seguridad del remolcador y su tripulación, es posible que no pueda aplicar la máxima potencia en caso de intervención¹⁶. Por ello, el capitán del buque escoltado debe considerar la posibilidad de reducir la velocidad, para garantizar su propia seguridad al contar con la asistencia por parte del remolcador en caso de avería, y para la propia seguridad del remolcador.

7.5.8 LA COMUNICACIÓN ENTRE EL REMOLCADOR Y EL BUQUE ESCOLTADO DURANTE LA MANIOBRA

Si en cualquier maniobra resulta fundamental una comunicación fluida, eficiente y responsable entre el práctico y el capitán del remolcador, en la maniobra de escolta, a una velocidad de 10 nudos (o superior) con la línea de remolque firme a la popa del buque escoltado, lo es todavía más por lo que debe establecerse una comunicación constante con órdenes claras y que no den lugar a errores en la interpretación. Una vez se produjo la avería a bordo del buque y el remolcador empieza a actuar, también debe existir una comunicación constante y eficiente entre ambas figuras ya que, por ejemplo, el capitán del remolcador puede que no tenga referencias de los márgenes de seguridad por la proa del buque ni de la velocidad con la que éste está cayendo a una banda.

Teniendo en cuenta que desde determinadas zonas del puente el práctico puede que no vea la situación y forma de trabajar del remolcador, y que la escolta puede durar varias horas, es necesario que cada cierto tiempo se establezca una comunicación entre ambos para comprobar cómo se desarrolla el remolque y confirmar que se está prestando en todo momento la máxima atención. Como en toda navegación que se realiza con práctico a bordo, el capitán del buque debe informar al práctico sobre si su buque tiene alguna limitación concreta respecto de la propulsión, capacidad de maniobra y equipo de remolque y fondeo.

En el *Standard Marine Communication Phrases (SMCP)* de la OMI, no hay ningún apartado donde se refleje el lenguaje estandarizado que debe utilizarse en las comunicaciones de las

¹⁶ Aunque la experiencia demuestra que con olas de hasta 4 m, la mayor parte de los remolcadores de escolta pueden asistir a un buque en situación de emergencia con la máxima eficiencia.

maniobras con los remolcadores por lo que de la experiencia, se pueden tener en cuenta las siguientes consideraciones (Brooks and Schisler, n.a.):

- Para establecer la potencia, los prácticos suelen utilizar las siguientes voces:
 - ✓ 100% de la potencia: “Toda” o “*full*”.
 - ✓ 50% de la potencia: “Media” o “*half*”.
 - ✓ 25% de la potencia: “Poca”, “despacio” o “*easy*”¹⁷.
 - ✓ 10% de la potencia: “Muy poca” o “*dead slow*”.
- En muchos puertos los remolcadores tienen distinta potencia, por lo que algunos prácticos solicitan la fuerza en toneladas, evitando así tener que calcular el equilibrio necesario para trabajar al mismo tiempo con remolcadores de distinta potencia. En este caso, los remolcadores deben tener un dinamómetro incorporado en la maquinilla que muestre y registre la tensión que están aplicando durante el tiro “*pull*”, y el capitán del remolcador toma nota de la potencia y dirección establecida en los propulsores para generar una tensión determinada. Posteriormente, cuando el práctico solicita generar la misma potencia durante la operación de empuje “*push*” (el dinamómetro no indica y registra la tensión en el cabo al estar en banda), el capitán del remolcador solamente tiene que establecer en los mandos de control la dirección opuesta con la misma potencia;
- En español las voces de “tira” o “tirando” y “empuja” o “empujando” es difícil que den lugar a malas interpretaciones, pero en terminología anglosajona “*push*” y “*pull*” sí pueden llevar al capitán del remolcador a confusión en caso de que el práctico no pronuncie correctamente o si el viento está soplando sobre el micrófono de la emisora (recordemos que durante gran parte del tiempo los prácticos dirigen la maniobra desde los alerones del puente). Para evitar posibles interpretaciones erróneas, algunos autores consideran oportuno utilizar voces como “*towards*” y “*away*” (desde el buque);
- Cuando el práctico dice “para”, “parado” o en terminología anglosajona “*stop*” el remolcador debe parar sus motores y alejarse del buque ligeramente, navegando en sus proximidades si el buque tiene arrancada y con el cabo de remolque sin tensión para no interferir en el tránsito del buque. Si el práctico ordena “parado y en posición” o “*stop and hold*”, significa que tiene previsto utilizar de nuevo al remolcador en un breve periodo de tiempo, por lo que el remolcador debe dejar de generar tensión sobre la línea de remolque pero manteniendo la misma posición, preparado para actuar;
- Cuando se utiliza un remolque en línea por la popa del buque, para detener la intervención del remolcador en ocasiones el práctico utiliza la expresión “*inline slack*”

¹⁷ Algunos autores recomiendan que, al utilizar el idioma inglés, se emplee la voz de “*easy*” en lugar de “*slow*” debido a que en ocasiones, a bordo del remolcador se malinterpreta como “*full*”.

line” de tal forma que éste se sitúa en línea directamente por la popa del buque generando la mínima tensión sobre el remolque;

- Con el método directo de asistencia, el práctico establece la dirección de tiro y la potencia o intensidad de las fuerzas generadas, modificándolas a medida que se desarrolla la maniobra;
- Con el método indirecto de asistencia, como la fuerza transmitida al remolque la ejerce fundamentalmente el flujo de agua incidiendo sobre la obra viva del remolcador, el práctico no puede establecer la potencia del remolcador por lo que es el capitán del mismo el que emplea la potencia necesaria para posicionarlo con un ángulo de ataque respecto al flujo de agua que resulte más adecuado para ejercer la máxima fuerza de gobierno y/o frenado o para generar la fuerza solicitada por el práctico a la vista de los parámetros del dinamómetro. En estas condiciones, el práctico según desee mayor o menor fuerza de gobierno y/o frenado, puede solicitar al remolcador aumentar (mayor fuerza de gobierno) o disminuir (mayor fuerza de frenado) el ángulo que forma el cabo de remolque con respecto a la línea de crujía del buque y;
- Cuando las órdenes se dan por grados, pueden malinterpretarse al no saber si se refiere respecto a la línea de crujía del buque o del remolcador (generalmente se refiere a la del buque), por lo que algún práctico utiliza los grados de marcación u horas del reloj para indicar la dirección de tiro deseada, de tal forma que las “6” sería por la popa derecho, las “3” y las “9” por los traveses de estribor y babor de la estampa de popa respectivamente y; las “12” por la proa derecho, aunque en el remolque de escolta genuino no tendría aplicación.

7.5.9 CÁLCULO DE LA DISTANCIA NECESARIA PARA FRENAR LA ARRANCADA DEL BUQUE ESCOLTADO

Aunque para controlar el rumbo y/o la arrancada de un buque de grandes dimensiones en una situación de emergencia resulta más efectivo que el remolcador le provoque una caída hacia una banda generando fuerzas de gobierno y frenado conjuntamente, en determinadas zonas, canales o pasos restringidos con poco margen de maniobra hacia los costados, no se puede efectuar esta maniobra por lo que el remolcador debe actuar generando únicamente fuerzas de frenado que aminoren la arrancada del buque y manteniendo el mismo rumbo de la derrota original.

Por otra parte, cuando un buque tanque de grandes dimensiones sufre una avería navegando a alta velocidad, tiene mucha inercia avante por lo que cualquier fuerza externa le provoca un momento de giro que hace que caiga rápidamente a una banda. En estas situaciones en las que el espacio disponible por los costados es reducido, la función del remolcador de escolta es evitar la

caída del buque a esa banda para que continúe navegando derecho (Birmingham and Grimwade, 1998, pp. 59-60).

Por tanto, resulta muy útil conocer la distancia que necesita un remolcador para detener la arrancada del buque navegando a cierta velocidad y puede hallarse a través de los resultados de las pruebas reales, los diagramas de empuje y los principios básicos de la hidrodinámica.

Cuando un buque realiza la prueba de parada de emergencia o “*crash stop*”, hay dos factores que disminuyen su arrancada avante:

- El empuje generado por sus hélices en la dirección opuesta a la arrancada y;
- La resistencia hidrodinámica del buque al desplazarse sobre el agua.

Además, si el buque navega con un cabo de remolque firme por su popa a un remolcador de escolta, cuando éste interviene con un ángulo no nulo respecto a la línea de crujía del buque empleando los métodos directos o indirectos de asistencia, el buque cuenta con dos fuerzas adicionales transmitidas a través de la línea de remolque:

- Una fuerza de frenado y;
- Una fuerza de gobierno que le crea un momento de giro de tal forma que para continuar navegando derecho, se ve obligado a contrarrestar dicho momento metiendo el timón un determinado número de grados a la banda contraria hasta alcanzar el equilibrio (siempre que la avería le permita efectuar esta acción). De esta forma, el propio timón del buque metido a una banda genera un momento de arrastre que también contribuye a reducir la arrancada del mismo.

Por tanto, teniendo en cuenta lo anteriormente mencionado, existen cuatro fuerzas que actúan para detener la arrancada del buque cuando el remolcador de escolta actúa abierto por la popa del buque asistido, en las cuales debemos tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- Para calcular el empuje atrás generado por la hélice del buque es necesario conocer sus características y las del sistema de propulsión, asumiendo que siempre transcurre un intervalo de tiempo entre el momento en el que se da máquina atrás y el momento en el que efectivamente las hélices reciben la potencia para generar empuje atrás;
- La resistencia al avance del buque a diferentes velocidades fue uno de los temas más estudiados del siglo pasado por los diseñadores al resultar un parámetro fundamental en la etapa de diseño para calcular la potencia necesaria a instalar en un buque. A grandes rasgos podemos considerar que ésta es función del cuadrado de la velocidad del buque;
- La fuerza de frenado o retardo del remolcador puede generarse a través de sus propios propulsores (método directo) o por las fuerzas hidrodinámicas del agua que inciden sobre su obra viva (método indirecto). A velocidad cero, la fuerza generada con el método directo es el *bollard pull* del remolcador, pero a medida que aumenta la

velocidad, su eficiencia disminuye y en cambio aumentan las fuerzas hidrodinámicas en función del cuadrado de la velocidad. La fuerza de frenado puede obtenerse del diagrama de mariposa “*butterfly diagram*” del remolcador y;

- Cuando el remolcador trabaja con el cabo de remolque formando un ángulo no nulo respecto a la línea de crujía del buque, éste origina una fuerza transversal sobre el remolque que se traduce en un momento de giro en el buque que debe ser contrarrestado por su timón. Si se conoce la fuerza transversal del remolque (diagrama de mariposa del remolcador) y los datos de fuerza generada por el timón en diferentes situaciones, se podría calcular el número de grados de metida necesarios para contrarrestarla. Si no es así, el equilibrio se puede conseguir empíricamente.

La fuerza total f necesaria para detener la arrancada del buque es la suma de las cuatro fuerzas enumeradas anteriormente, de tal forma que después de transcurrir un periodo de tiempo, éstas consiguen detener la arrancada del buque. Para calcular la distancia necesaria para detener su arrancada es necesario utilizar la segunda *Ley de Newton* con el objeto de determinar la desaceleración que experimenta el buque en su recorrido:

$$\text{Fuerza } (f) = \text{Masa } (m) \cdot \text{Aceleración } (a) \quad (7.2)$$

donde la masa (m) es el desplazamiento del buque más la masa de agua de la capa límite arrastrada, que puede ser del 8% del desplazamiento del buque.

Si v es la velocidad en metros/segundo, t el tiempo en segundos, a la aceleración en metros/segundo², y s la distancia en metros, tenemos que;

$$v = \frac{ds}{dt}; a = \frac{dv}{dt} \quad (7.3)$$

Y como;

$$\frac{v}{a} = \frac{ds}{dv} \quad (7.4)$$

Si despejamos ds ;

$$ds = \left(\frac{v}{a} \right) dv \quad (7.5)$$

Entonces;

$$s = \int \left(\frac{v}{a} \right) dv \quad (7.6)$$

Si $\left(\frac{v}{a} \right)$ se considera una función dependiente de la velocidad, la distancia necesaria para parar el buque es la integral de esta función, que una vez representada gráficamente se corresponde con el área bajo esa curva. Por tanto, para calcular la distancia de frenado se deben seguir los siguientes pasos:

- Calcular la fuerza total necesaria estimada para detener la arrancada del buque a cada velocidad, suma de las cuatro fuerzas anteriormente comentadas;
- En la expresión (7.2) se calcula la desaceleración (a) para cada velocidad a partir de las fuerzas correspondientes;
- Se calcula $\left(\frac{v}{a} \right)$ para cada velocidad y se representa en función de la velocidad, obteniéndose una curva y;
- Se calcula el área bajo esta curva situada entre el cero y la velocidad inicial del buque para obtener la distancia de parada. También se puede calcular la distancia necesaria para reducir la velocidad entre otras dos velocidades (sin que una de ellas sea estrictamente el cero), calculando la integral entre ambas (Birmingham and Grimwade, 1998, pp. 60-63).

La fuerza de frenado generada por el propio buque dando máquina atrás depende de muchos factores intrínsecos al propio buque aunque a velocidades altas, debido a la inercia que tiene, su capacidad de frenado es prácticamente nula. Lo mismo ocurre con la eficiencia de frenado del timón metido a una banda para contrarrestar la caída de rumbo, que depende de su tamaño y diseño particular. Por tanto, podemos calcular la distancia de parada sin tener en cuenta estos dos factores, resultando una distancia superior y que puede considerarse como de margen de seguridad. Es decir, es recomendable calcular la distancia de parada teniendo en cuenta únicamente la fuerza de frenado originada por el remolcador y la resistencia al avance.

Existen otros procedimientos para calcular las distancias de parada como es el caso de la fórmula establecida por Robert Allan donde la distancia de parada (D , metros) la relaciona con el peso muerto (DWT , toneladas), la velocidad inicial (v , nudos) y la fuerza sobre el cabo de remolque (F , toneladas).

$$D = \left[\frac{0,009 \cdot DWT \cdot v^2}{F} \right] \quad (7.7)$$

7.5.10 MANIOBRA DE HACER FIRME LA LÍNEA DE REMOLQUE POR LA POPA DE UN BUQUE CON ARRANCADA

Como hemos visto, un factor fundamental para garantizar la seguridad del buque escoltado es el tiempo empleado en prestar la asistencia de escolta, de tal forma que cuanto más tiempo transcurra entre el momento en que se produce el incidente o avería a bordo del buque y el momento en el que se adoptan las contramedidas por parte del remolcador, la probabilidad de que éstas resulten ineficaces será mayor (debido principalmente a la enorme masa de agua desplazada e inercia del buque escoltado). Para reducir al mínimo este periodo de tiempo, el remolcador tiene que estar en contacto permanente con el buque escoltado a través de una línea de remolque firme a la popa del buque asistido, conocida como remolque de escolta activo “*tethered*” (si la escolta se efectúa con el remolcador acompañando al buque sin hacer firme la línea de remolque se denomina remolque de escolta pasivo “*untethered*”).

El hecho de tomar y hacer firme la línea de remolque a la popa del buque se debe a que las averías en los sistemas de propulsión y gobierno son los que se presentan con mayor frecuencia a bordo de los buques¹⁸, y además es la posición en la que el remolcador puede aplicar las fuerzas de gobierno y/o frenado de forma más eficaz ya que con arrancada avante el punto giratorio del buque se sitúa a $\frac{1}{4}$ de la eslora desde su proa y el brazo de palanca del remolcador será máximo.

En general, todos los remolcadores de escolta pueden trabajar por la popa de un buque con velocidad, durante o después de hacer firme la línea de remolque, como consecuencia del equilibrio que se produce entre la fuerza de tiro sobre la línea de remolque y el empuje generado por los propulsores omnidireccionales y gracias a la posición del punto de remolque y del CPL, de tal forma que se eliminan los riesgos intrínsecos de un remolcador convencional durante esta maniobra.

Para dar y hacer firme la línea de remolque, en primer lugar, debe decidirse la banda o la gatera por la que se pasará el remolque. Posteriormente, el remolcador se aproxima a la estampa de popa del buque, navegando de popa “*skeg first*” (si es un remolcador *tractor*) o de proa “*bow first*” (si es un *ASD*) teniendo en cuenta los efectos negativos de la estela de la hélice del buque al incidir sobre su obra viva para gobernar adecuadamente y mantenerlo con un rumbo paralelo al buque¹⁹. En el caso del remolcador *Rotor Tug*, al tener dos puntos de remolque (uno en cada cabeza) podría aproximarse navegando de proa o de popa según convenga. Una vez la velocidad y el rumbo se estabilizan y se ajustan a los del buque, el remolcador se aproxima más al buque

¹⁸ La inmensa mayoría de los buques tienen los sistemas de propulsión y gobierno (hélice y timón) a popa, excepto aquellos que tienen hélices cicloidales a proa.

¹⁹ En principio esta maniobra resulta más sencilla para el remolcador *ASD* que para el tipo *tractor* ya que en este último caso al aproximarse con su popa y quillón hacia el buque escoltado “*skeg first*”, éste se ve influenciado negativamente por la estela de la hélice del buque originándole una inestabilidad de rumbo.

para tomar la sirga y dar el cabo de remolque, manteniendo la posición mientras éste se hace firme (Le Chevalier and Radike, 2007, p. 11).

La gran capacidad de maniobra de estos remolcadores les permite aproximarse lo suficiente a la estampa de popa del buque para coger la sirga que la tripulación deja colgando por encima de la línea de agua, sin necesidad de tirarla desde el buque y siempre que las condiciones lo permitan (de esta forma se elimina la posibilidad de fallar al tirar la sirga y retrasar la maniobra). A continuación, una vez enganchada la sirga con un bichero y afirmado el remolque a bordo del buque, el remolcador se aleja tirando ligeramente de la línea de remolque hasta darle la longitud deseada y evitando dar grandes guiñadas. En esta situación, el remolcador de escolta está preparado para asistir y generar fuerzas de gobierno y/o frenado a solicitud del práctico.

Se trata de una maniobra que es más peligrosa cuanto peor sean las condiciones meteorológicas, e incluso, si son extremadamente adversas, pueden impedir que se realice de forma segura, en cuyo caso puede pasarse una sirga mediante una pistola de aire a distancia.

Es imprescindible que el capitán y tripulación del remolcador empleen la máxima diligencia y profesionalidad ya que si, por ejemplo, el remolque cae al agua, se puede enrollar en los propulsores del remolcador, dejando a éste sin propulsión y al buque sin asistencia. En este caso, que puede ocurrir en el momento de tomar o largar el remolque, el remolcador debe maniobrar inmediatamente para que las hélices se mantengan claras de la línea de remolque en todo momento.

Una vez situado por la popa del buque asistido, si el remolcador tiene que generar empuje en la dirección opuesta al movimiento del buque asistido con el método directo de asistencia, las hélices se someten a un flujo de agua negativo, trabajan con un coeficiente de avance negativo y pueden sufrir cargas importantes adicionales como consecuencia de la estela de la hélice del buque asistido. Sin embargo, estas condiciones adversas no plantean muchos problemas a las hélices cicloidales instaladas en el remolcador *tractor Voith* debido a los siguientes motivos:

- El eje vertical y la estela de rotación de las hélices tienen un efecto menor en el flujo de agua entrante a las palas que en el caso de la interacción producida entre dos hélices convencionales;
- Generan una estela con un área importante que iguala tales efectos y;
- El control del paso de las palas permite adaptarse de forma precisa al flujo de entrada variable y por tanto evita la sobrecarga del sistema de propulsión (Le Chevalier and Radike, 2007, p. 13).

También es muy importante que el remolcador no sobrepase hacia proa, en ningún momento de la maniobra, la línea imaginaria que resulta de la prolongación de la estampa de popa del buque hacia los costados, especialmente en los buques portacontenedores y algunos buques modernos donde las gateras no están situadas exactamente en la estampa de popa sino en las proximidades

de los finos de popa, de tal modo que el remolcador se ve más influenciado por los efectos de la hélice (Le Chevalier and Radike, 2007, p. 17). En este caso, se trata de una zona peligrosa debido a la baja presión que crea la hélice del buque cuando tiene arrancada adelante, por lo que el remolcador debe permanecer lo suficientemente alejado para que no se vea influenciado de forma negativa.



Figura 7.8 Línea imaginaria que parte de la estampa de popa del buque y que el remolcador no debe sobrepasar hacia proa en ningún momento (Le Chevalier and Radike, 2007, pp. 17-18).



Figura 7.9 Detalle del gancho de remolque del sistema Foss Transom Link a bordo del remolcador "Garth Foss".

Un método singular para reducir el tiempo empleado en afirmar el remolque y para el cual no se necesita la presencia de ningún tripulante a bordo del buque es el sistema *Foss Transom Link* de la compañía *Foss Maritime* empleado con remolcadores tipo *tractor*, aunque no tuvo una gran implantación en el mercado (Scalzo and Hogue, 1996, p. 66). Con este sistema, mientras el remolcador realiza una navegación pasiva "*untethered*", el buque escoltado tiene colgado por la popa un mensajero flotante al que está unida la gaza del cabo de remolque que está estibado y afirmado por el otro extremo al buque (en este caso el cabo lo da el buque). Cuando se produce una emergencia, el remolcador se aproxima a la popa del buque, el tripulante recoge y cobra el mensajero hasta enganchar la gaza del cabo en un gancho instalado a bordo del remolcador (normalmente con un sistema de disparo rápido para largar el cabo en caso de necesidad), y a

continuación el remolcador se separa del buque tirando del cabo de remolque hasta que quede en tensión.

La maniobra de largar el cabo no implica tantos riesgos y puede hacerse a velocidades elevadas con garantías suficientes de seguridad. Para ello, el remolcador se aproxima a la popa del buque y cuando está en sus cercanías, la tripulación del buque arria el cabo poco a poco intentando que caiga directamente sobre la cubierta del remolcador.

7.5.11 MANIOBRA DE HACER FIRME EL REMOLQUE POR LA PROA DE UN BUQUE CON ARRANCADA

7.5.11.1 Introducción

En algunas circunstancias como un incendio, explosión, etc. en la parte de popa del buque impiden que el remolcador pueda tomar la línea de remolque por la popa del buque asistido o incluso permanecer en sus inmediaciones. En estos supuestos, no existe otra alternativa que dar el remolque por la proa del buque asistido, aunque éste tenga una importante velocidad adelante (Voith Hydro Marine Technology, n.a., p. 3). En estos casos, el remolcador debe permanecer lo suficientemente alejado para evitar posibles interacciones negativas que le impidan gobernar en buenas condiciones.

En la maniobra de dar y hacer firme el cabo de remolque por la proa de un buque con arrancada, la velocidad es un factor fundamental. Cuando el capitán del remolcador está ajustando su velocidad a la del buque y maniobra en las proximidades de su proa, puede calcular la velocidad de operación de forma muy precisa, de tal forma que puede conocer el margen de velocidad del que dispone para alejarse de las proximidades del buque en una situación de emergencia, y si considera que la velocidad es demasiado alta para garantizar la seguridad del remolcador, debería contactar con el práctico para acordar una velocidad menor (Van Hoorn, 2013, pp. 90-91).

La velocidad a la que se hace firme el remolque varía, de forma importante, en función del tipo de remolcador empleado, e incluso dentro de la misma categoría de remolcador, depende de cada remolcador en particular. La velocidad mínima del remolcador o embragado “*just-clutched-in*” determina la velocidad estándar, de tal modo que, por ejemplo, un remolcador con una velocidad mínima de 6 nudos tiene problemas para hacer firme el remolque a 4 nudos debido a que el capitán tiene que “capar” o embargar y desembragar “*clutch in and out*” continuamente los propulsores, haciendo la maniobra más compleja. Si, por ejemplo, el remolcador tiene una velocidad mínima embragado de 8 nudos, lo ideal sería hacer firme el remolque navegando justo por encima de esta velocidad, de tal forma que el remolcador se

controla en el rango más seguro y sensible de velocidades, disponiendo de una potencia remanente suficiente para evitar cualquier situación de emergencia que se presente.

Esta es la razón principal por la que no se establece una velocidad ideal para hacer firme el remolque ya que, en puertos con un gran número y variedad de remolcadores, podemos encontrarnos con opiniones de todos los tipos. En cualquier caso, las comunicaciones entre el práctico y el capitán del remolcador son críticas, y ambos necesitan consensuar la velocidad de operación, y especialmente si tenemos en cuenta la velocidad mínima avante “*dead-slow*” tan alta que tienen los buques modernos.

A continuación, veremos las ventajas que puede aportar el remolcador *Rotor Tug* a la hora de hacer firme el remolque por la proa de un buque con arrancada en comparación con los demás remolcadores, principalmente los remolcadores de escolta *tractor* y *ASD*.

7.5.11.2 El remolcador ASD trabajando sobre su popa y sobre su proa

El motivo por el que el capitán de un remolcador *ASD* haga firme el remolque a popa puede deberse a las circunstancias presentes, por ejemplo, como consecuencia del riesgo de embarque de agua en cubierta navegando máquina atrás (popa hacia la mar) y cuando la altura del oleaje es importante, debido al bajo francobordo de la cubierta de popa. Aunque no cabe duda de que en estas condiciones el remolcador se comporta mejor navegando de proa, se ha producido una mejora empírica en estos remolcadores al diseñar la obra viva a la altura de la línea de flotación en la zona de popa con un corte de 45°, de tal forma que, junto con la estanqueidad necesaria en cubierta, el hecho de navegar máquina atrás tampoco supone un peligro extraordinario (Allan, 2016, p. 28).

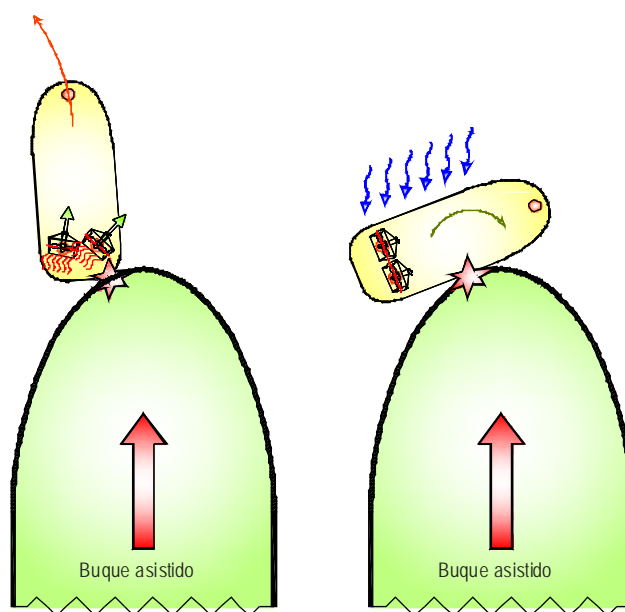


Figura 7.10

Representación de los peligros de un remolcador ASD trabajando sobre su popa por la proa de un buque con arrancada (Van Hoorn, 2013, p. 90). Dibujo: Santiago I. Baniela.

En cualquier caso, la maniobra de hacer firme el remolque sobre la popa supone un riesgo importante para el remolcador ya que, para mantenerse alejado de la proa o bulbo del buque con arrancada, el remolcador tiene que maniobrar con su popa dirigida hacia la zona de peligro, con el riesgo de colisión o “*stemming*”, tal y como se aprecia en la figura 7.10.

Cuando el remolcador *ASD* trabaja de la forma para la que ha sido diseñado, es decir, sobre el punto de remolque principal de proa y dirigido hacia la proa del buque asistido “*bow-to-bow operations*” el principal riesgo en esta maniobra es la interacción que se produce entre ambos buques (también con el tipo *tractor*) como consecuencia de los campos de presión generados por el buque asistido actuando sobre la obra viva y apéndices del remolcador.

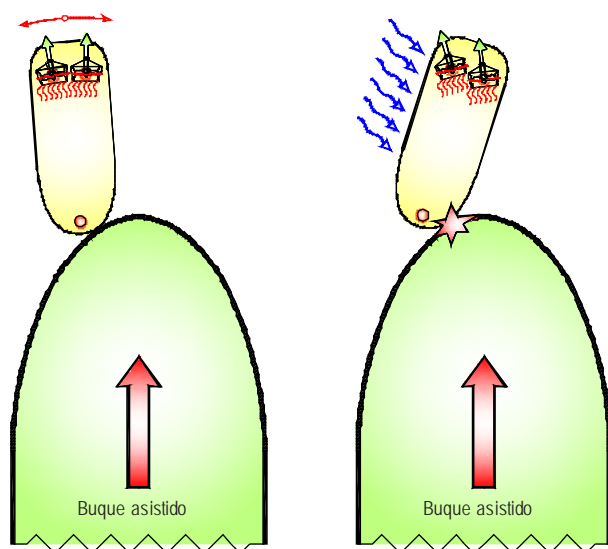


Figura 7.11 Remolcador *ASD* trabajando sobre su proa por la proa de un buque con arrancada (Van Hoorn, 2013, p. 90). Dibujo: Santiago I. Baniela.

En los remolcadores *ASD*, maniobrar con las hélices acimutales a altas velocidades máquina atrás y la influencia del movimiento y olas de la proa del buque pueden provocar movimientos de giro y guiñadas importantes en el remolcador, tal y como se representa en el dibujo de la izquierda de la figura 7.11. Además, las fuerzas de empuje de las hélices incidiendo sobre la quilla de cajón del propio remolcador pueden producir efectos impredecibles en el comportamiento del mismo, que sin duda afectan a la velocidad a la que se toma el remolque. Por tanto, la maniobra de hacer firme el remolque con un remolcador *ASD* por la proa de un buque con arrancada es una operación que entraña mayor riesgo que si se hace por la popa del buque.

7.5.11.3 El remolcador tipo *tractor* trabajando sobre su popa

El remolcador tipo *tractor*, por sus características de operación, realiza las operaciones de afirmar el remolque por la proa del buque de forma más segura que el *ASD* al navegar con su proa hacia el mar. No obstante, el capitán del remolcador también debe ser plenamente consciente del papel que juegan las fuerzas e interferencias que se producen sobre el quillón, el cual está influenciado directamente por la ola del bulbo de proa del buque.

En contraposición, cuando el remolcador tipo *tractor* hace firme el remolque navegando máquina atrás “*skeg first*” por la popa del buque, la velocidad, la estela imprevisible de la hélice del buque incidiendo sobre el quillón, el posicionamiento constante para contrarrestar los efectos de la estela y el embarque de agua en condiciones de mal tiempo debido a la altura relativamente baja de la cubierta de popa, pueden dar lugar a situaciones peligrosas en el remolcador y a su tripulación, y originar un detrimento de la vida útil del equipo de remolque.

7.5.11.4 El remolcador *Rotor Tug* trabajando sobre su proa o popa

Teniendo en cuenta todo lo anterior, uno puede llegar a la conclusión de que el remolcador trabaja con las máximas garantías de seguridad cuando su popa y su proa se pueden controlar en todo momento y se encuentra asistiendo con su proa en la dirección del desplazamiento. Esto supone que el remolcador idealmente debería tener un punto de remolque en cada cabeza, lo que significaría necesariamente que el remolcador debiera disponer de propulsión a proa y popa.

El remolcador *Rotor Tug* combina lo mejor de ambos escenarios pues el capitán tiene siempre el control de ambas cabezas (proa y popa) y tiene libertad a la hora de elegir la dirección de navegación, en función de las circunstancias, y sin comprometer la actuación del remolcador, tal y como se representa en la figura 7.12, donde con un remolque en línea, ambos remolcadores trabajan con la proa hacia el mar, y el remolcador de proa hace firme el remolque sobre su popa y el de popa lo hace sobre su proa.

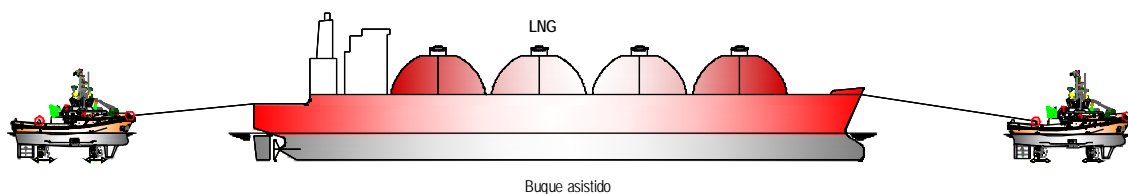


Figura 7.12 Remolcadores *Rotor Tug* asistiendo a un buque LNG en línea (Van Hoorn, 2013, p. 91). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Con este remolcador, la maniobra de hacer firme el remolque por la proa o por la popa de un buque con arrancada se puede ejecutar con precisión y de forma muy rápida y segura pues durante la misma, el capitán tiene el control constante de la cabeza del remolcador sobre la que se hace firme el remolque gracias a que los propulsores (los dos de proa o el de popa) se encuentran relativamente cerca de los puntos de remolque respectivos, a diferencia de los otros tipos de remolcadores en los cuales el punto de remolque y los propulsores están muy alejados. Además, la ola generada por el bulbo de proa del buque no influye tanto en el comportamiento del remolcador ya que no disponen del típico quillón de los remolcadores tipo *tractor* (lo mismo ocurre con la estela de la hélice del buque en la maniobra de dar el remolque por su popa²⁰).

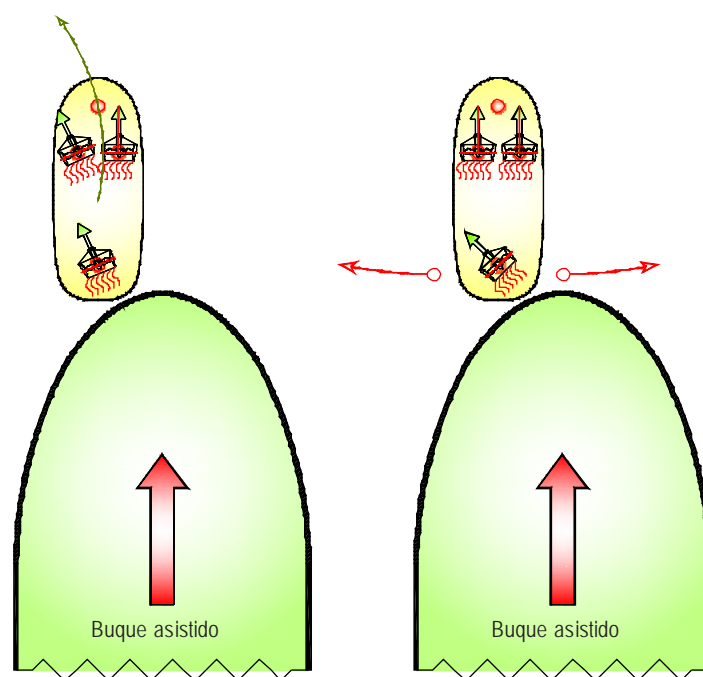


Figura 7.13 Remolcador Rotor Tug trabajando sobre su popa por la proa de un buque con arrancada. Existe un riesgo relativamente menor de colisión con el buque asistido (Van Hoorn, 2013, p. 91). Dibujo: Santiago I. Baniela.

²⁰ Algún autor como el experimentado capitán de remolcadores e instructor de *Kotug*, Bas Van Hoorn, considera incomprensible cómo este remolcador no tuvo mayor repercusión en el mercado después de su introducción a finales de 1999 y principios del 2000, que lo atribuye quizás al desconocimiento de las ventajas que proporciona al operar de forma efectiva y segura en zonas portuarias y pasos estrechos extensos, puentes y con corrientes importantes.

7.6 EL REMOLQUE DE ESCOLTA CON REMOLCADORES PORTUARIOS

Desafortunadamente, no todos los puertos cuentan con remolcadores específicamente diseñados para cada tipo de maniobra, principalmente en los puertos de los países sub-desarrollados, donde a menudo tan solo hay disponibles uno o dos remolcadores, de cualquier tipo, tamaño y capacidad de maniobra, que se usan para todo tipo de maniobras (incluso asistencias a buques navegando a altas velocidades) a pesar de que no están especialmente recomendados para ello.

En caso de realizar el remolque de escolta empleando remolcadores portuarios, éstos deberían tener propulsión omnidireccional, efectuarse durante pocas millas y a una velocidad baja (aunque si fuese necesario por la zona sensible en cuestión, también podría acompañar al buque durante una distancia mayor y a mayor velocidad).

En la figura 7.14 se observa la asistencia prestada a un *bulk-carrier* por dos remolcadores de propulsión omnidireccional situados al costado y un remolcador *tractor Voith* portuario a popa utilizando el método indirecto de asistencia, propio del remolque genuino de escolta.



Figura 7.14 Asistencia a un *bulk-carrier* con remolcadores portuarios. Fuente: www.shipspotting.com

Cuando se produce una avería en el sistema de gobierno del buque, dependiendo de las condiciones meteorológicas y del estado de carga, el buque puede continuar navegando derecho o caer a una de las dos bandas, indistintamente. Por tanto, si el remolcador de propulsión omnidireccional está trabajando al costado del buque y con un cabo firme al mismo, éste solamente puede originarle una caída hacia una banda por lo que la seguridad de la maniobra queda en manos del azar, y el tiempo transcurrido entre largar el remolque, virarlo y situarse en el costado contrario del buque puede ser excesivo para garantizar la seguridad de la maniobra. Por tanto, en los casos en los que se trabaje con el remolcador al costado y con un cabo firme al buque, resulta imprescindible situar a otro remolcador en el costado opuesto (en cualquier caso,

en esta situación, la efectividad de los remolcadores disminuye considerablemente cuando la altura de las olas es grande). Al tratarse de remolcadores con propulsión omnidireccional tienen la posibilidad de permanecer abarloados al buque con un cabo dado a proa y otro a popa, por lo que además de originar caídas de rumbo, también pueden detener la arrancada si ambos remolcadores generan el mismo empuje simultáneamente en la dirección opuesta al desplazamiento del buque, sin que ello suponga una desviación de la derrota.

Si el remolcador no hace firme una línea de remolque al buque, sea cual sea el costado del buque en el que esté situado, en teoría, si la velocidad del buque no es muy elevada, está capacitado para cambiar de costado respecto al mismo y originar una caída en la dirección deseada, aunque el tiempo empleado en hacerlo puede que no garantice el éxito de la maniobra.

Otro método que se puede utilizar si solamente se dispone de un remolcador portuario (especialmente un remolcador convencional), sin poner en riesgo su seguridad, es emplear el remolcador como un timón, conocido por su terminología anglosajona como “*rudder tug mode*” y que veremos con más detalle al tratar los métodos de asistencia propios de la escolta.

Resumiendo, cuando en el remolque de escolta se emplee un remolcador portuario, la maniobra no debe desarrollarse a una velocidad tal que pueda poner en riesgo la seguridad del propio remolcador. A grandes rasgos, las diferencias fundamentales entre un remolcador de escolta y uno portuario son las siguientes:

- Un par adrizante superior que sea capaz de contrarrestar el par escorante que se genera a través de la línea de remolque cuando utiliza el método indirecto de remolque, que se traduce en una altura metacéntrica (GM) superior;
- Maquinillas de remolque más sofisticadas que permitan controlar de forma continua y precisa la tensión sobre la línea de remolque y con una alta velocidad lineal de arriado y virado del cabo. En cambio, tradicionalmente las maquinillas de remolque utilizadas en los remolcadores de puerto no han sido equipos de mucha complejidad tecnológica;
- Mayor desplazamiento debido, entre otras cosas, a la necesidad de disponer de una mayor potencia y eslora en la flotación que le proporcione una mayor superficie lateral de obra viva para incrementar las fuerzas generadas por la acción hidrodinámica del agua incidiendo sobre el casco y los apéndices en el método indirecto. En cambio, el remolcador portuario necesita tener la mínima superficie lateral de obra viva para reducir la resistencia al avance y poder evolucionar más rápidamente. Por tanto, los apéndices, que aumentan la superficie de obra viva y resultan ventajosos para un remolcador de escolta, son perjudiciales para uno portuario por lo que ya en la fase de diseño y construcción debe establecerse claramente cuál es la finalidad y funciones principales del remolcador;
- Un *bollard pull* superior que les permita trabajar con grandes buques, aunque es un parámetro que solamente es importante a muy bajas velocidades y;

- Mayor francobordo, diseñado para trabajar de forma segura en condiciones de mar adversas y evitar que embarque mucha agua en cubierta, aunque un francobordo y un punto de remolque demasiado elevados también originan un momento escorante mayor.

En cualquier caso, si las dimensiones del remolcador de escolta son relativamente reducidas, éste también puede emplearse de forma eficiente como remolcador portuario en zonas restringidas o poco profundas.

7.7 MÉTODOS DE NAVEGACIÓN DURANTE EL REMOLQUE DE ESCOLTA PREVIOS A LA INTERVENCIÓN DEL REMOLCADOR: EL REMOLQUE DE ESCOLTA ACTIVO Y PASIVO

El remolcador genuino de escolta es aquel que, dotado de propulsión omnidireccional, tiene como misión principal acompañar y asistir a buques de gran tamaño a altas velocidades durante distancias relativamente grandes generándoles fuerzas de gobierno y/o frenado con diversos métodos de asistencia, que no pueden llevarse a cabo por parte de un remolcador convencional en condiciones suficientes de seguridad.

La etapa de navegación o acompañamiento durante la escolta previa a la intervención del remolcador puede hacerse con dos métodos:

- Navegación o remolque de escolta activo “*tethered*” y;
- Navegación o remolque de escolta pasivo “*untethered*”.

Un escenario típico del remolque de escolta es aquel que empieza en un lugar seguro y lo suficientemente alejado de la costa para que luego el remolcador acompañe al buque efectuando un remolque de escolta activo “*tethered*” o pasivo “*untethered*” durante todo el tránsito hasta el atraque.

7.7.1 NAVEGACIÓN O REMOLQUE DE ESCOLTA ACTIVO

En la navegación activa o, mientras no se precise su intervención, el remolcador navega acompañando al buque escoltado por su popa (hacia uno de los costados) y con la línea de remolque firme a la popa del buque “*tethered*” pero en banda (sin tensión) para no interferir en el tránsito y la capacidad de maniobra del buque (Gaston, 1996, p. 147).

En esta maniobra, los remolcadores tipo *tractor* acompañan al buque navegando atrás (tienen el punto de remolque a popa), los *ASD* avante (tienen el punto de remolque a proa) y los *Rotor Tug* puede hacerlo navegando avante o atrás, de tal forma que la estela generada por la hélice del

buque en navegación incide lo mínimo posible en la obra viva del remolcador y su sistema de propulsión para evitar problemas de inestabilidad de rumbo.

En esta situación, tan pronto se produce una avería en el buque escoltado, el remolcador puede actuar inmediatamente para detener la arrancada y/o controlar el rumbo del buque y así evitar que se dirija a zonas peligrosas, reduciendo al mínimo el tiempo de respuesta del remolcador en el que el buque está sin asistencia.

Los buques escoltados con una escala más o menos regular en un determinado puerto o zona donde se exige el remolque de escolta, a diferencia de aquellos buques que hacen escalas esporádicas, suelen tener el equipo necesario y una tripulación con los conocimientos adecuados para efectuar esta maniobra en condiciones de seguridad. No obstante, como la formación y preparación depende de la tripulación embarcada en ese momento en el buque, las pruebas realizadas a escala real y en simuladores demuestran, sin lugar a dudas, que es mejor que el remolque de escolta activo comience lo antes posible pues, aunque depende de muchas variables (estado de carga del buque, condiciones meteorológicas, velocidad, espacio libre de maniobra, etc.) si el remolcador no actúa en menos de un minuto generando fuerzas de gobierno y/o frenado, el buque asistido puede desviarse demasiado de su derrota prevista “*off track error*”, sobrepasar la capacidad del remolcador para poder controlarlo y llegar a zonas inseguras.

En tránsitos largos, las pruebas reales efectuadas demostraron que los mejores resultados se obtenían con el remolcador situado ligeramente a un lado de la estela del buque de tal modo que con la línea de remolque situada con un ángulo de aproximadamente 5° respecto a la línea de crujía del buque, los motores del remolcador se utilizan para minimizar o anular las fuerzas sobre la línea de remolque, estimadas entre 3 y 5 tons. De esta forma, el remolcador permanece en una posición que no influye en el tránsito del buque (rumbo y/o velocidad) y sin fatigar excesivamente al capitán para que esté más activo y preparado en caso de una emergencia.

7.7.2 NAVEGACIÓN O REMOLQUE DE ESCOLTA PASIVO

El otro método de acompañamiento por parte del remolcador durante la escolta es el denominado navegación o remolque de escolta pasivo, en el que el remolcador navega acompañando al buque escoltado en las proximidades de su través y ligeramente a proa o a popa, sin hacer firme la línea de remolque a la popa del buque “*untethered*”, sin influir sobre su navegación o maniobrabilidad y preparado para dar y hacer firme la línea de remolque rápidamente una vez que se haya producido y detectado la avería.

Se considera que una buena posición en esta maniobra es situar el remolcador aproximadamente a cuatro cuartas sobre la amura y aproximadamente a dos cables de distancia respecto al buque escoltado. En esta situación, en caso de emergencia, la maniobra de hacer firme el remolque se efectúa más rápido que si se tuviera que alcanzar al buque desde una posición más a popa. Esta

posición del remolcador ligeramente por la proa del buque tiene la ventaja de que permite avistar pequeñas embarcaciones u obstáculos que a veces resultan difíciles de ver desde un buque de grandes dimensiones con el puente a popa.

La viabilidad de realizar el remolque de escolta pasivo depende de las condiciones meteorológicas reinantes, el estado de la mar, la velocidad, el espacio disponible para maniobrar en relación al tamaño y calado del buque, el estado de carga del buque, la visibilidad y el tiempo necesario para hacer firme el cabo de remolque a la popa del buque escoltado.

7.7.3 RECOMENDACIONES RESPECTO AL TIPO DE NAVEGACIÓN A EFECTUAR

Aunque el hecho de utilizar el método de remolque de escolta activo o pasivo depende de las circunstancias particulares de cada caso, los autores coinciden en que en zonas restringidas, para que el remolcador pueda contribuir de forma eficiente a evitar un accidente en caso de un fallo en el sistema de propulsión y/o gobierno a bordo del buque, es imprescindible que se emplee el remolque activo teniendo el cabo de remolque firme a la popa del buque “*tethered*” en todo momento, y cuando no lo haga será porque existen las garantías suficientes de que se puede afirmar el remolque en cualquier momento y de forma segura (Slough and Brooks, 2000, pp. 55-57; Voith Hydro Marine Technology, n.a., p. 3).

Mencionar que en determinadas zonas donde se practica el remolque de escolta, incluso existen áreas perfectamente diferenciadas en las cuales se puede elegir entre efectuar el remolque activo o pasivo y áreas en donde es obligatorio efectuar el remolque activo²¹. Generalmente, la determinación de efectuar un remolque de escolta activo o pasivo depende, principalmente, del riesgo de varada o embarrancada, el cual puede evaluarse en ocasiones a través de modelos informáticos.

Precisamente una de las simulaciones realizadas con ordenadores para demostrar la importancia de efectuar un remolque de escolta activo, se llevó a cabo en las instalaciones de *San Francisco Bay Tanker Escort Study* donde el buque “*John Young*” de 188.000 tons de peso muerto fue escoltado por un remolcador *tractor Voith* de 3.000 CV efectuando un remolque de escolta pasivo “*untethered*” por el costado de estribor (se consideró, quizá de un modo excesivamente optimista, que el tiempo que necesitaba el remolcador para aproximarse y tomar el remolque eran 2 minutos). Se supuso una avería en el timón del buque cuando estaba metido todo a estribor y navegando a 6 nudos, para lo cual se analizó el comportamiento del remolcador en las

²¹ De esta forma se desprende que cada puerto o zona de escolta tiene su propia normativa. Por ejemplo, en Puget Sound, Prince William Sound (EE.UU.) y Sullom Voe (Reino Unido), al utilizar el remolque de escolta pasivo, las leyes establecen que para garantizar el éxito en caso de emergencia son necesarios como mínimo dos remolcadores, y en caso de que uno de ellos fuese un remolcador genuino de escolta, el otro puede ser un remolcador convencional de puerto.

situaciones siguientes: detener la caída del buque a estribor y devolverlo a su derrota original; acelerar la caída del buque a estribor y; detener o aminorar la arrancada del buque.

Se determinó que, con el remolque de escolta pasivo, el remolcador necesitaba recorrer aproximadamente 457 m para limitar la desviación de la derrota original del buque mientras que, con un remolque de escolta activo necesitaba unos 76 m, demostrando claramente las ventajas de efectuar una escolta activa en aguas restringidas al reducir el tiempo de respuesta (Brooks and Slough, 2001).

Por otra parte, no debemos olvidar que, en muchas ocasiones, en el remolque de escolta solamente interviene un remolcador y durante un periodo de tiempo prolongado, por lo que es posible que sea el propio remolcador el que sufra una avería en su sistema de propulsión. En estos casos, si el remolcador está efectuando un remolque de escolta activo, la situación habitual del CPL en los remolcadores con propulsión omnidireccional (situado lo suficientemente alejado tanto del sistema de propulsión como del punto de remolque) hacen que el remolcador pivote en torno al punto de remolque a lo largo del radio de la línea de remolque alineándose con la dirección del flujo de agua hasta alcanzar una posición segura remolcado por el propio buque escoltado. No obstante, los remolcadores con propulsión omnidireccional tienen dos (*ASD*, *tractor Voith*, *tractor-Z* y *EDDY*) o incluso tres (*Rotor-Tug*) sistemas de propulsión controlados de forma independiente por lo que, en principio, es poco probable que el remolcador se quede con todos los sistemas de propulsión inoperativos. En cualquier caso, el remolcador de escolta, aun disponiendo de una sola hélice operativa, ya sea cicloidal o acimutal, debería ser capaz de asistir de forma efectiva al buque escoltado.

7.8 MÉTODOS DE ASISTENCIA ACTIVOS

7.8.1 INTRODUCCIÓN

En función de la velocidad y del tipo de asistencia que precise el buque escoltado, es decir, fuerzas de gobierno para generar o contrarrestar una caída de rumbo y/o fuerzas de frenado para detener o disminuir la arrancada, el remolcador de escolta con propulsión omnidireccional puede emplear dos métodos activos de asistencia: el método directo “*direct arrest mode*” y el método indirecto, también conocido como método dinámico “*dynamic arrest mode*”.

Dependiendo del tipo de remolcador utilizado, veremos que dentro de cada método hay distintos modos de asistencia que resultan más o menos efectivos en función de la posición relativa del remolcador con relación al flujo de agua y la posición del remolque con relación a la línea de crujía del buque asistido.

Para velocidades de hasta 6 nudos, las fuerzas procedentes del sistema de propulsión del remolcador son las dominantes, de tal modo que éste emplea el método directo de asistencia para reducir la velocidad y/o provocarle un cambio de rumbo al buque escoltado.

A velocidades de entre 6 y 8 nudos, el remolcador se encuentra en un modo de transición “*transitional mode*” y los medios más efectivos de control dependen del tipo de propulsión instalado. Por ejemplo, en los remolcadores con hélices acimutales, el método más efectivo es el “*transverse arrest*” en el cual el empuje generado por las hélices es desviado 90° respecto a la línea de crujía del remolcador.

A velocidades superiores a los 8 nudos, las fuerzas hidrodinámicas sobre el casco y los apéndices son las dominantes, por lo que el remolcador emplea el método indirecto. Por tanto, a medida que la velocidad del buque descende, el remolcador irá variando sus métodos de asistencia. Esto es debido a que las fuerzas hidrodinámicas del sistema de propulsión generadas con el método indirecto (altas velocidades) están entre el 30%-50% de la fuerza total generada sobre la línea de remolque (Phillips and Allan, 2003, p. 25), mientras que con el método directo (bajas velocidades), el sistema de propulsión genera aproximadamente el 90% de la tensión hasta alcanzar la velocidad de cero, en la cual la fuerza que generan es igual al *bollard pull* del remolcador.



Figura 7.15 Remolcador ASD empleando el método directo de asistencia por la popa cerrada del buque para aminorar o detener su arrancada. Fuente: <http://www.shipspotting.com>

Se ha demostrado que operativamente el modo más rápido y eficaz de controlar el rumbo de un buque es generar fuerzas de gobierno para que evolucione hacia una zona en la que haya suficiente margen de seguridad, ya que una vez que empieza a caer a una banda, se reduce rápidamente su velocidad (Allan and Molyneux, 2004, p. 193). Por tanto, es fundamental la

capacidad de generar las máximas fuerzas de gobierno²², aunque en zonas o pasos restringidos donde no hay espacio suficiente por ambos costados para hacer caer el buque a una banda, también son importantes las máximas fuerzas de frenado para detener su arrancada (Quadvlieg and Kaul, 2006, p. 166).

7.8.2 EL MÉTODO DIRECTO

La asistencia con el método directo a bajas velocidades es aquella en la que el tiro efectivo sobre el cabo de remolque, y en consecuencia sobre el buque escoltado, recae directamente en la potencia desarrollada por los propulsores del remolcador. Éste se sitúa por la popa del buque en línea con el cabo de remolque y tira en su misma dirección para controlar la velocidad (fuerzas de frenado) y/o el rumbo (fuerzas de gobierno), en cuyo caso se sitúa abierto a una banda. Como vimos al analizar los métodos de remolque de escolta activo y pasivo, el remolcador tipo *tractor* trabaja con la popa hacia el buque escoltado “*skeg first*”, pues es ahí donde tienen el punto de remolque, por lo que para tirar del cabo de remolque da máquina adelante, mientras que el remolcador *ASD* trabaja con la proa hacia el buque escoltado “*bow first*”, por lo que para tirar da máquina atrás. El remolcador *Rotor Tug* daría máquina adelante o atrás en función de la cabeza sobre la que haya dado el remolque.

Este método solamente es efectivo con el buque parado o navegando a muy bajas velocidades (menos de 5-6 nudos aproximadamente) disminuyendo su efectividad de forma progresiva a medida que el buque aumenta su velocidad sobre el agua, aunque en general, la eficiencia de cada remolcador depende de su potencia, la posición del sistema de propulsión, la resistencia lateral de la obra viva, el CPL y la estabilidad (Voith Hydro Marine Technology, n.a., pp. 4-5).

7.8.3 EL MÉTODO INDIRECTO

A medida que el buque aumenta su velocidad, el método directo de asistencia pierde efectividad ya que un porcentaje importante de la potencia del remolcador se emplea en mantenerse en una determinada posición relativa respecto al buque asistido, hasta que se alcanza una velocidad (5 o 6 nudos aproximadamente) en la que la fuerza de tiro generada por los propulsores y transmitida al buque a través de la línea de remolque es nula. Por esta razón, a partir de una determinada velocidad el remolcador utiliza el método indirecto, más efectivo, y que consiste en que el remolcador se posiciona por la popa del buque escoltado (el *tractor* navegando con su popa

²² Las fuerzas de gobierno generadas por un remolcador con el método indirecto de asistencia se reducen en más de un 40% cuando el buque asistido disminuye su velocidad (y si su sistema de gobierno está operativo, también es menos eficiente), ya que las fuerzas hidrodinámicas generadas por el casco y apéndices disminuyen de forma exponencial (Jansen, 2013, p. 72).

“*skeg first*”²³ y el *ASD* con su proa “*bow first*” hacia el buque escoltado) con el cabo de remolque en tensión abierto un ángulo determinado respecto a la línea de crujía del buque (normalmente 45°), y una vez en esta posición, el remolcador adopta un ángulo de ataque o ángulo de deriva α no nulo respecto al flujo de agua. De esta forma se utilizan únicamente las fuerzas hidrodinámicas del agua incidiendo sobre la obra viva y los apéndices del remolcador para influir sobre el gobierno (fuerzas de gobierno) y la velocidad (fuerzas de frenado o retardo) del buque asistido, actuando como si fuese un timón de enormes dimensiones instalado en la popa del buque, de ahí que se conozca en su terminología anglosajona como “*active rudder*”²⁴ (Allan and Molyneux, 2004, pp. 192-193).

La magnitud y dirección de la fuerza desarrollada sobre el cabo de remolque son función de la velocidad sobre el agua, del diseño del casco, los apéndices, del ángulo de incidencia del flujo de agua, del punto de aplicación de las fuerzas hidrodinámicas del remolcador (CPL) y de la fuerza desarrollada por los sistemas de propulsión del remolcador, que en este caso se utilizan para posicionarlo en la mejor orientación posible respecto del flujo de agua y para generar el empuje transversal necesario que equilibre las fuerzas hidrodinámicas generadas por el flujo de agua incidiendo sobre la obra viva y la propia fuerza que se genera sobre el cabo de remolque (De Jong, 2014, p. 171).

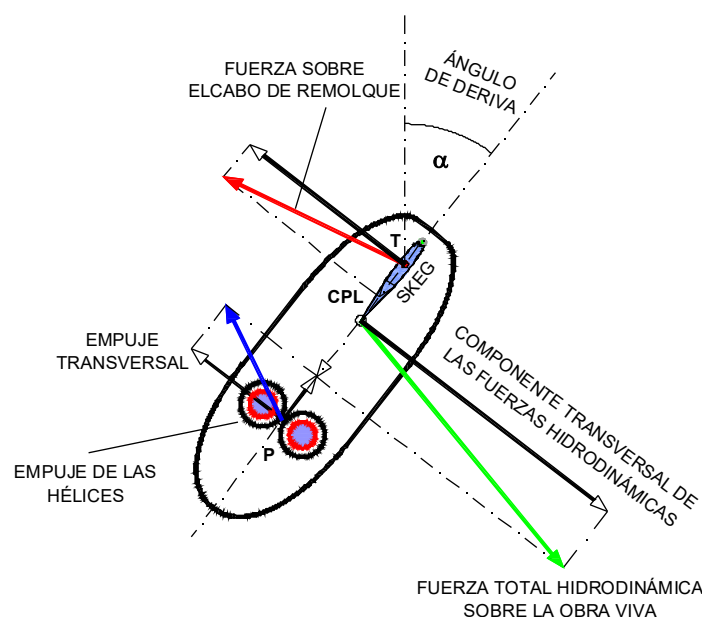


Figura 7.16 Equilibrio de fuerzas en un remolcador tractor Voith asistiendo a un buque con el método indirecto (DNVGL, 2016a, p. 14). Dibujo: Santiago I. Baniela.

²³ El capitán debe tener la precaución de que el quillón no entre en contacto con la zona de influencia de la estela de la hélice del buque para no comprometer la estabilidad de rumbo. De hecho, en los manuales de instrucción del fabricante Voith se recomienda especialmente “*to keep clear of propeller wash*”.

²⁴ Si el remolcador se dispusiera perpendicularmente al flujo de agua (ángulo de deriva $\alpha=90^\circ$) y alineado con la línea de crujía del buque asistido, sería la única situación en la que el método indirecto crearía solamente fuerzas de frenado, como se verá más adelante.

En la figura 7.16 se representa la distribución de fuerzas creadas en un remolque de escolta por un remolcador *tractor Voith* con el método indirecto de asistencia, donde el empuje transversal generado por las hélices cicloidales se suma a la fuerza transversal sobre la línea de remolque para que ambas contrarresten a la componente transversal de las fuerzas hidrodinámicas aplicadas sobre el CPL, alcanzándose el equilibrio estable para una determinada velocidad y ángulo de ataque respecto del flujo de agua.

Con el método indirecto se alcanzan grandes fuerzas de gobierno y frenado que pueden duplicar el *bollard pull* del propio remolcador por lo que éstos deben estar diseñados para soportar las grandes fuerzas generadas hidrodinámicamente por el flujo de agua incidiendo sobre su obra viva y cuya resultante actúa en el CPL. Estas fuerzas pueden descomponerse en una componente transversal o lateral al remolcador, que tiende a cambiarle el rumbo y ponerlo paralelo al rumbo del buque escoltado, a lo que se opone el empuje generado por las hélices acimutales o cicloidales, y cuya resultante se transmite al cabo de remolque. Esta tensión sobre el cabo de remolque le origina al buque escoltado una componente longitudinal (fuerza de frenado o retardo), que representa una disminución de la arrancada, y otra componente transversal (fuerza de gobierno), que genera un cambio de rumbo y se suma al momento evolutivo generado por el timón del buque escoltado, en caso de que esté operativo.

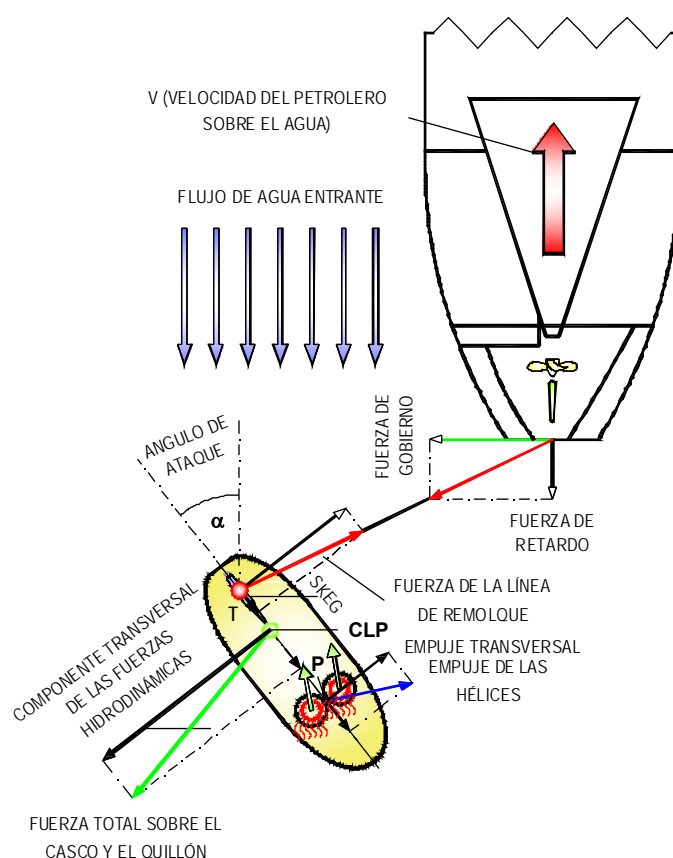


Figura 7.17

Diagrama de fuerzas presentes empleando el método indirecto de asistencia con un remolcador tractor Voith. Dibujo: Santiago I. Baniela.

En las figuras 7.17 y 7.18 se representan, de forma aproximada, las fuerzas presentes y los puntos de aplicación correspondientes en un remolcador *tractor Voith* y en un *ASD* durante la maniobra de escolta con el método indirecto por la popa del buque escoltado, y las fuerzas transmitidas (gobierno y frenado) a través de la línea de remolque. La situación de los puntos de aplicación de las fuerzas transversales en el remolcador y sus brazos de palanca son muy importantes respecto a las capacidades del mismo. Se observa que el empuje de las hélices mantiene en equilibrio las fuerzas longitudinales y transversales, resultantes de la fuerza hidrodinámica sobre el casco y quillón (aplicada en el CPL) y de la tensión de la línea de remolque (aplicada en el punto de remolque) para conseguir el ángulo de ataque más efectivo.

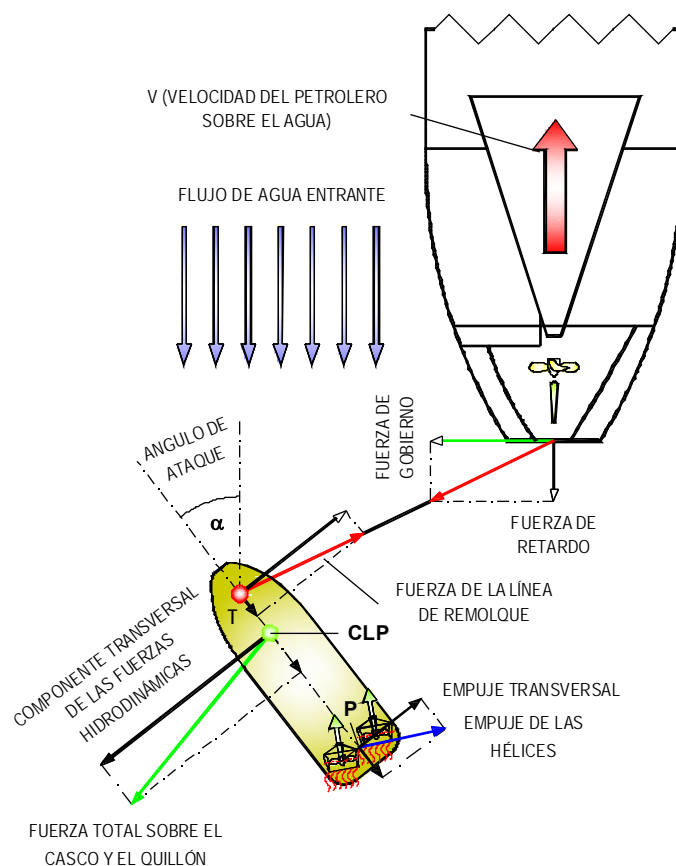


Figura 7.18 Diagrama de las fuerzas presentes empleando el método indirecto de asistencia con un remolcador ASD (Smoker, 2012, p. 6). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Tan pronto como el remolcador empieza a sumergir la cubierta principal (trancanil) en el agua, el capitán del remolcador debe reducir inmediatamente el ángulo de deriva o disminuir la potencia de los propulsores. Para ello, en el puente suele haber instalado un indicador que señala la tensión que está soportando el cabo de remolque que es medida con unos sensores calibrados e instalados en la maquinilla de remolque. Por tanto, según la tensión que sufra el remolque, el capitán maniobra según convenga para aumentar o disminuir la tensión generada. Como medida de seguridad, el capitán también puede largar el remolque desde el puente activando el arriado

de emergencia de la maquinilla de remolque, aunque lógicamente el buque quedará sin asistencia externa.

Con este método de asistencia, la línea de remolque debe tener una longitud tal que la estela generada por la hélice del buque escoltado en navegación no influya en ningún momento sobre el casco ni los propulsores de remolcador y cuando circunstancias ajenas como el reducido espacio disponible (paso por puentes o canales) impida tener esta longitud, se considera que ésta debe ser al menos igual a la eslora del remolcador más la semi-manga del buque escoltado.

7.8.4 COMPARACIÓN DE LOS MÉTODOS DIRECTO VS. INDIRECTO

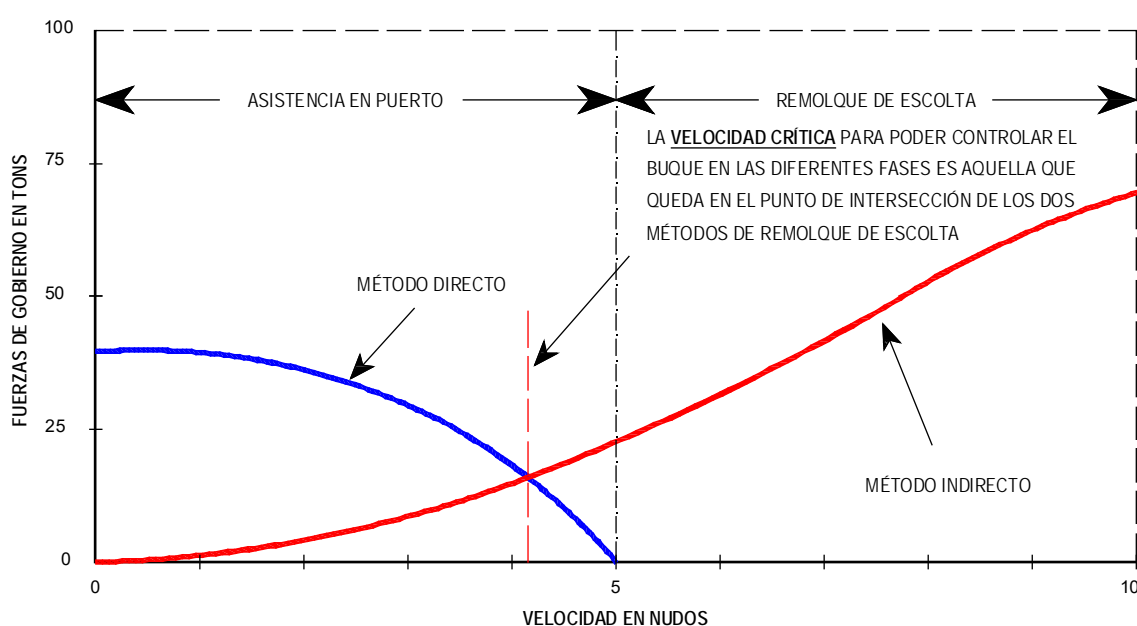


Figura 7.19 Fuerza de gobierno generada en función de la velocidad del petrolero con los métodos directo e indirecto de escolta (Voith Hydro Marine Technology, n.a., p. 4). Dibujo: Santiago I. Baniela.

En la gráfica de la figura 7.19 se representan las fuerzas de gobierno (toneladas) generadas por los métodos directo e indirecto de asistencia de un remolcador *tractor Voith* de 40 tons de *bollard pull* en función de la velocidad sobre el agua, de donde se obtienen las siguientes conclusiones:

- El método directo, que consiste en utilizar la potencia de los propulsores para generar las fuerzas de gobierno sobre el buque, solamente es efectivo a bajas velocidades y su efectividad decrece a medida que aumenta la velocidad, hasta llegar a un punto en el que es nula (en el caso que nos ocupa, 5 nudos) y que es precisamente la velocidad típica a partir de la cual se efectúa el remolque de escolta;
- El método indirecto, que consiste en utilizar las fuerzas hidrodinámicas del flujo de agua incidiendo sobre la obra viva del remolcador y la potencia de los propulsores para

situar el remolcador en una determinada posición respecto al flujo de agua, no es efectivo a bajas velocidades y su efectividad aumenta rápidamente a medida que se incrementa la velocidad y;

- La velocidad crítica para la maniobra de escolta se sitúa en el punto de intersección de las curvas generadas por las máximas fuerzas de gobierno de ambos métodos, al ser la velocidad en la que el remolcador puede proporcionar la mínima fuerza de gobierno al buque escoltado (Voith Hydro Marine Technology, n.a., p. 5). Por esta razón, la velocidad a la que se efectúa la escolta está determinada, por un lado, por la velocidad mínima a la que el buque escoltado tiene la suficiente capacidad de gobierno por sus propios medios, y por otro lado por una velocidad de escolta que se encuentra lo suficientemente por encima de la velocidad crítica con el objetivo estar lo más alejado posible de este punto, en el que el remolcador ofrece la fuerza de gobierno mínima en caso de ser necesaria su intervención, ya sea con el método directo o indirecto.

En consecuencia, la intensidad de las fuerzas de gobierno generadas por un remolcador en caso de emergencia, y por tanto el método de asistencia, están determinadas por la velocidad del buque sobre el agua (que deberá estar lo más alejada posible de la velocidad crítica) por lo que a medida que éste disminuye su velocidad, el remolcador tiene que ir cambiando su método de asistencia de tal modo que evite permanecer demasiado tiempo en las proximidades de la velocidad crítica a la que generan fuerzas de gobierno mínimas.

Las características resumidas del método directo de asistencia son las siguientes:

- Es un método efectivo a bajas velocidades (inferiores a los 3-5 nudos);
- Aproximadamente el 90% de la fuerza transmitida al buque a través de la línea de remolque es generada por los propulsores del remolcador tirando en la dirección solicitada;
- Es inútil a altas velocidades debido a la falta de empuje adicional del remolcador al consumir la mayoría del mismo generando una alta velocidad de escolta;
- La maniobra de detener o aminorar la arrancada o asistir al gobierno del buque se realiza manteniendo al remolcador en línea con el cabo de remolque y tirando de él en la dirección solicitada y;
- En ocasiones se utiliza para aminorar o mantener la velocidad del buque escoltado sobre el fondo al mismo tiempo que éste mejora su maniobrabilidad al incrementar las *rpm*'s del motor y la hélice para aumentar el flujo de agua discurriendo hacia el timón, en cuyo caso se denomina asistencia dinámica conocido como “*dynamic ship assist operations*” (Rolls-Royce, 2004, p. 4).

En cuanto al método indirecto de asistencia, se caracteriza por lo siguiente:

- Resulta efectivo a altas velocidades (superior a 5 nudos aproximadamente);
- El sistema de propulsión del remolcador se utiliza para mantenerlo con un determinado ángulo de ataque o deriva respecto al flujo de agua y para equilibrar las fuerzas hidrodinámicas del agua sobre el casco y las fuerzas del cabo de remolque (la fuerza hidrodinámica generada por el sistema de propulsión es aproximadamente entre el 35%-50% de la fuerza total transmitida a la línea de remolque);
- Las fuerzas hidrodinámicas creadas por el casco y apéndices del remolcador son las que se utilizan principalmente para originar las fuerzas de frenado y de gobierno sobre el buque y que son transmitidas por la línea de remolque y;
- A altas velocidades, es más fácil conseguir las fuerzas de gobierno necesarias que con el método directo.

En general, el remolcador *tractor Voith* es mejor que el *ASD* para originar fuerzas de gobierno con el método indirecto mientras que para aminorar la arrancada el *ASD* resulta más eficaz.



Figura 7.20 Remolcador ASD “Sfinksa” durante las pruebas de mar de remolque de escolta. Fuente: <http://www.pellaship.ru/en/>

Las maniobras efectuadas por un remolcador de escolta ante una emergencia a bordo del buque asistido, normalmente son una combinación de los métodos directo e indirecto de asistencia de escolta, y básicamente son las siguientes (Gray and Hutchison, 2004, pp. 7-8):

- **Maniobra de retardo o frenado “*retard manoeuvre*”**

El remolcador transmite la máxima fuerza de frenado al buque asistido con el objetivo de reducir su velocidad lo más rápido posible y para ello tira de la línea de remolque en la dirección opuesta al desplazamiento, sin preocuparse del momento de giro que experimente el buque. Es la maniobra que se utiliza con más frecuencia en las zonas más expuestas al mar y viento, cuando la velocidad del buque es elevada y se dispone de espacio suficiente para que el buque pueda caer a cualquier banda de forma segura.

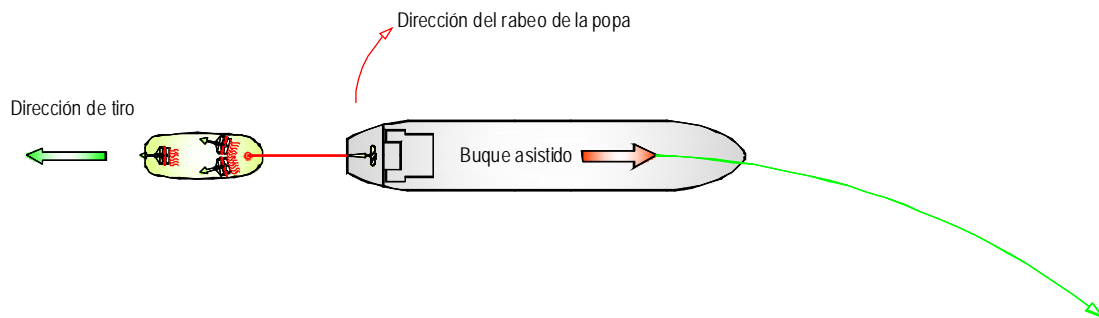


Figura 7.21 Representación de la maniobra de retardo o aminoración de arrancada del buque con un remolcador Rotor Tug (Van Kasteren, 2012, p. 5). Dibujo: Santiago I. Baniela.

- **Maniobra de asistencia “*assist manoeuvre*”**

El remolcador transmite la máxima fuerza de gobierno al buque asistido para incrementar su velocidad de caída a una banda y tiene como objetivo hacer que el espacio recorrido por el buque durante su giro sea lo más reducido posible. Es una maniobra importante para evitar la varada del buque asistido en las zonas más restringidas y navegando a 11 nudos o menos.

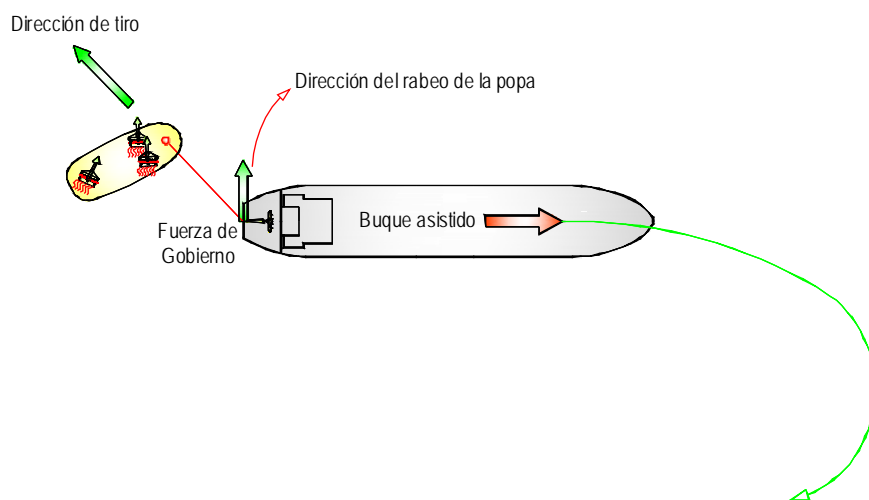


Figura 7.22 Representación de la maniobra de asistencia a la caída del buque con un remolcador Rotor Tug (Van Kasteren, 2012, p. 5). Dibujo: Santiago I. Baniela.

- **Maniobra de oposición “*oppose manoeuvre*”**

El remolcador transmite la máxima fuerza de gobierno al buque para contrarrestar u oponerse al momento de giro generado por su timón, el cual pudo averiarse estando metido a una banda. Tiene como objetivo devolver y mantener al buque en su rumbo original.

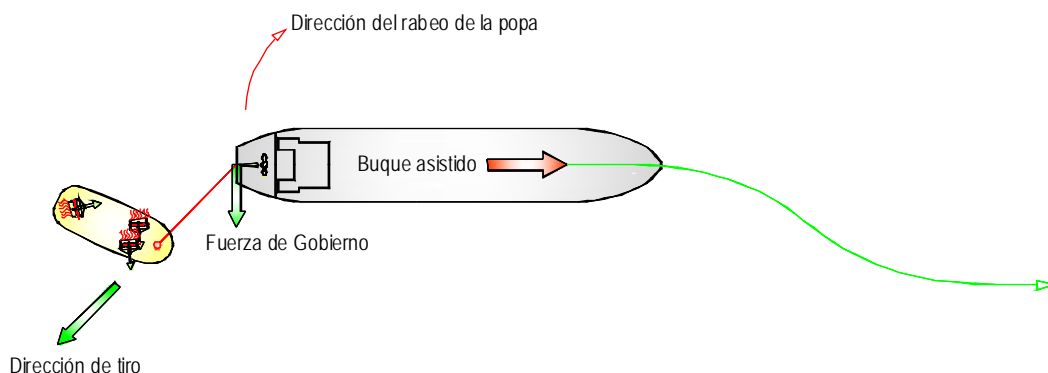


Figura 7.23 Representación de la maniobra de oposición a la caída del buque con un remolcador Rotor Tug (Van Kasteren, 2012, p. 5). Dibujo: Santiago I. Baniela.

7.8.5 EL MÉTODO DE ASISTENCIA DINÁMICA “*DYNAMIC SHIP ASSIST OPERATION*”

El método directo de asistencia dinámica, conocido en el argot del remolque como asistencia dinámica “*dynamic ship assist operation*” (Iglesias Baniela and Platero Díaz, 2008. pp. 149-150), es un método muy empleado en zonas restringidas donde el remolcador hace las funciones de un freno para controlar la velocidad sobre el fondo del buque asistido, permitiéndole mejorar o mantener el autogobierno (maniobrabilidad) al aumentar o mantener las revoluciones de su motor principal (*rpm*) con el consecuente aumento del flujo de agua expulsado por la hélice incidiendo sobre el timón (recordemos que cuando la velocidad sobre el agua disminuye, la fuerza evolutiva generada por el timón “*lift*” también disminuye). Esta maniobra no supone un incremento de la velocidad del buque sobre el fondo ya que el remolcador la mantiene dentro de los límites de seguridad. Por tanto, es una maniobra muy útil y efectiva con grandes buques en canales restringidos donde la corriente hace muy difícil o imposible el tránsito seguro de un buque sin una ayuda externa de gobierno.

También evita que el buque tenga que parar y arrancar continuamente sus motores diésel para controlar la velocidad, permitiéndole navegar a un régimen constante de revoluciones con suficiente capacidad de maniobra.

La diferencia de esta maniobra con el remolque de escolta propiamente dicho, en la que el remolcador debe controlar el rumbo o la velocidad del buque tras una avería para evitar un accidente, es que la asistencia dinámica no se produce en situaciones de emergencia, sino que

sirve como un medio de ayuda que mejora la eficiencia del timón del buque asistido, y por tanto su maniobrabilidad, formando parte activa del propio sistema de maniobra del buque²⁵.

Sin embargo, tanto el remolque de escolta como la asistencia dinámica se efectúan a muy altas velocidades, de 6 a 10 nudos o incluso superior, de ahí que los requerimientos de diseño de los remolcadores sean los mismos para ambas asistencias. De hecho, en la asistencia dinámica, cuando la velocidad del buque es elevada, se pueden emplear los métodos indirectos típicos de la maniobra de escolta.

7.8.6 MÉTODOS DE ASISTENCIA ACTIVOS CON REMOLCADORES *TRACTOR VOITH* Y REMOLCADORES DE DOS HÉLICES ACIMUTALES (*ASD* Y *TRACTOR-Z*)

Dependiendo del tipo de remolcador de escolta que se trate (*tractor Voith* o remolcadores con dos hélices acimutales, *ASD* o *tractor-Z*), para optimizar su actuación existen distintos métodos de asistencia que afectan principalmente a la posición relativa del ángulo de ataque respecto al flujo de agua, la posición de la línea de remolque con relación a la línea de crujía del buque asistido y la orientación de las hélices en los métodos directo e indirecto.

Por otra parte, algunos métodos son únicos y exclusivos para remolcadores con un determinado sistema de propulsión, precisamente por las particularidades propias de su propulsión. En cambio, hay métodos que son comunes a los dos tipos de propulsión (hélices cicloidales y acimutales) por lo que se comentarán conjuntamente (*Tandem Mode* o *Rudder Tug Mode*), pues lo que varía básicamente es la cabeza de trabajo del remolcador hacia el buque asistido (“*skeg first*” en los tipo *tractor* y “*bow first*” en el *ASD*).

La actuación de un remolcador de escolta está determinada, básicamente, por la posición relativa de las tres fuerzas resultantes que actúan sobre él durante las asistencias:

- **Posición de la fuerza de empuje.** Es el punto de aplicación del empuje generado por los propulsores. Tal y como hemos visto al tratar los tipos de remolcadores, las hélices (cicloidales o acimutales) están situadas en la parte proa en los remolcadores tipo *tractor* y en la parte de popa en los *ASD*.
- **Centro de presión lateral (CPL).** Es el punto de aplicación de la fuerza ejercida por el flujo de agua incidiendo sobre la obra viva y apéndices del remolcador y que se opone a su desplazamiento lateral. No es un punto estacionario, sino que es móvil “*peripatetic*” y depende principalmente del ángulo de ataque del flujo de agua y de la forma y área de la obra viva.

²⁵ Es un aspecto muy importante durante el tránsito de los buques en zonas restringidas donde la velocidad es el factor determinante a la hora de generar interacciones como el incremento dinámico del calado o *squat*, interacción buque-buque y el efecto banco “*bank effect*”.

- **Punto de remolque.** Es el punto desde donde la línea de remolque se dirige directamente hacia el buque escoltado, por lo que no se trata de la maquinilla de remolque, sino de la guía reforzada situada a popa de la maquinilla en los tipo *tractor* y a proa de la maquinilla en los *ASD*.

MÉTODOS DIRECTOS

Remolcador *tractor Voith*

- *Direct arrest.*

Remolcadores de hélices acimutales (*ASD* y *Tractor-Z*)

- *Reverse arrest.*
- *Transverse arrest.*

MÉTODOS INDIRECTOS

Remolcador *tractor Voith*

- Puro indirecto o *pure indirect.*
- *Powered indirect.*
- Frenado indirecto puro o *indirect braking.*
- Método tándem o *team towing*
- Método timón o *rudder tug mode.*

Remolcadores de hélice acimutales (*ASD* y *Tractor-Z*)

- Puro indirecto o *pure indirect.*
- *Powered indirect.*
- Método combinado o *combination mode.*
- Método tándem o *team towing.*
- Método timón o *rudder tug mode.*

7.8.6.1 Método directo con el remolcador *tractor Voith*



Figura 7.24 Remolcador tractor Voith “Tenax” empleando el método directo de asistencia para aminorar o detener la arrancada del buque generando únicamente fuerzas de frenado. Fuente: <http://www.shipspotting.com>

A bajas velocidades (inferior a los 3-5 nudos aproximadamente) se utiliza el método directo de asistencia que, como hemos visto, consiste en que las fuerzas de frenado (si se coloca en la prolongación de la línea de crujía del buque escoltado) y, frenado y gobierno (si se coloca abierto a una banda) generadas sobre el buque asistido recaen única y directamente en la fuerza de empuje generada por las hélices cicloidales del remolcador, el cual tira del buque a través de la línea de remolque en la dirección solicitada (Iglesias Baniela and Platero Díaz, 2008, pp. 149-150).

A diferencia del remolcador *ASD* o *tractor-Z* (que deben de adoptar dos posiciones relativas de orientación de sus hélices al emplear su método directo en función de la velocidad del buque escoltado) el *tractor Voith*, gracias a las ventajas que proporcionan las hélices cicloidales, solamente realiza un tipo de maniobra, conocida como *direct arrest*. Estas hélices, por sus peculiares características de operación, cuando trabajan a bajas velocidades no sobrecargan a los motores, y precisamente para evitar esta circunstancia, cuando la velocidad supera los 5 nudos, el remolcador utiliza alguno de los métodos indirectos.

En la figura 7.25 se representa a un remolcador *tractor Voith* en distintas posiciones por la popa del buque asistido empleando el método directo de asistencia. En la posición 1, se encuentra en la prolongación de la línea de crujía del buque y del remolque por lo que al tirar máquina atrás genera únicamente fuerza de retardo para aminorar o detener su arrancada. Para ello utiliza las palancas de paso (que controlan el empuje longitudinal) para generar empuje en la dirección opuesta al desplazamiento del buque y mínimamente la rueda de gobierno (que controla el

empuje transversal) para corregir pequeñas caídas de rumbo. Las palancas de paso deben ajustarse adecuadamente a la velocidad del buque para no sobrecargar los propulsores, aunque como hemos dicho anteriormente, en el margen de velocidades del remolque directo, las hélices cicloidales no sobrecargan a los motores, y antes de hacerlo, el remolcador debe pasar a emplear un método indirecto.

En las posiciones 2 y 3, al estar abierto a una banda, el remolcador genera fuerzas de frenado y de gobierno, tirando en la misma dirección de la línea de remolque.

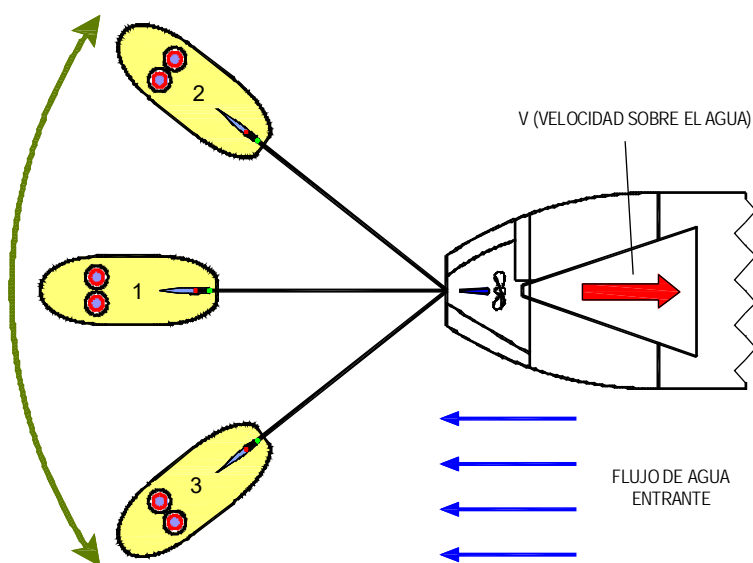


Figura 7.25 Representación de un remolcador tractor Voith asistiendo a un buque con el método directo.
Dibujo: Santiago I. Baniela.

7.8.6.2 Métodos directos con el remolcador ASD y tractor-Z: *Reverse arrest* y *transverse arrest*

7.8.6.2.1 Introducción

Ya sea escoltando a un buque con un remolque de escolta activo, pasivo o incluso navegando libremente, el remolcador ASD siempre lo hace con la proa hacia el buque escoltado “*bow first*” pues es la cabeza (opuesta a la propulsión) donde tiene el punto de remolque principal, las mejores y mayores defensas para empujar en caso de que fuese preciso y un mayor francobordo para evitar el embarque de agua en cubierta (zona de trabajo más segura para la tripulación). En el caso del remolcador tractor-Z, trabaja igual que el ASD pero girado 180°, es decir, con el quillón hacia el buque escoltado “*skeg first*”.

Como ya hemos visto, el método directo es una maniobra en la que el remolcador genera las fuerzas necesarias sobre la línea de remolque utilizando únicamente el empuje de las hélices, las

cuales tiran sobre el remolque en la dirección solicitada ya sea para controlar la derrota del buque (fuerzas de gobierno) y/o controlar la arrancada (fuerzas de frenado). Es un método que se utiliza a bajas velocidades y que disminuye su eficacia a medida que aumenta la velocidad hasta ser nula. La velocidad a la que su efectividad es nula depende de varios factores como la potencia, la situación de las hélices, la resistencia lateral de la obra viva, la posición del CPL y la estabilidad del remolcador.

Para detener la arrancada del buque (sin generar fuerzas de gobierno) o para actuar como un freno que le permite al buque mantener o incrementar las *rpm* de su motor principal y mejorar la maniobrabilidad, el remolcador trabaja en la prolongación de la línea de crujía del buque, independientemente de la velocidad, y si lo que se pretende es generar también fuerzas de gobierno, trabaja abierto a una banda del buque.

En estas maniobras, en función de la disposición que adopten sus hélices acimutales, podemos diferenciar dos métodos: *reverse arrest* y *transverse arrest*.

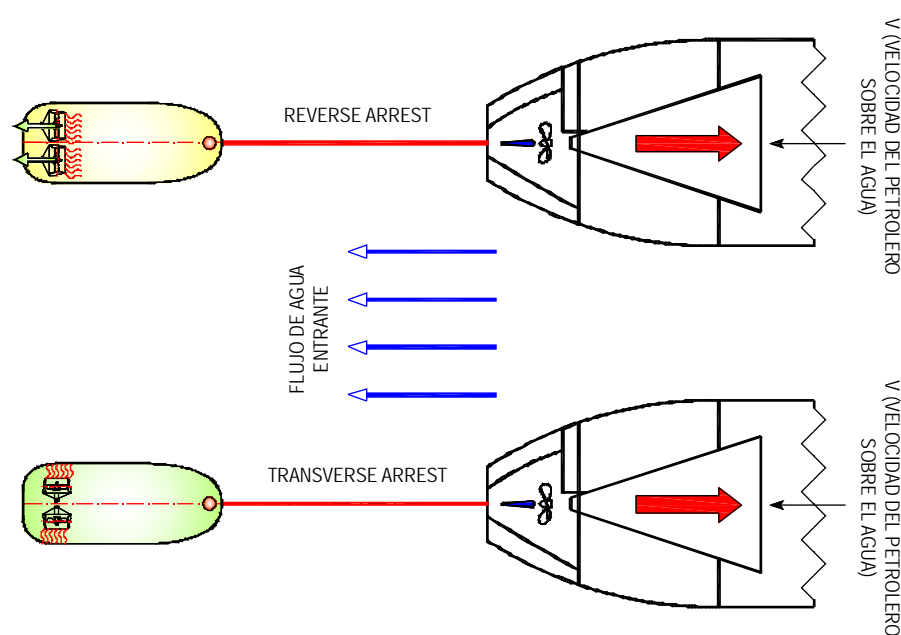


Figura 7.26 Orientación de las hélices acimutales con los métodos reverse y transverse arrest en un remolcador ASD para detener la arrancada del buque y sin generar fuerzas de gobierno (Gale et al., 1994, p. 163). Dibujo: Santiago I. Baniela.

7.8.6.2.2 Reverse arrest

En el método *reverse arrest* las fuerzas de frenado (para detener o disminuir la arrancada del buque asistido) y gobierno (para influir sobre su rumbo) se crean directamente a través del empuje generado por las hélices acimutales trabajando en la misma dirección de la línea de remolque en un flujo de agua negativo (Gale et al., 1994, p. 163).

En caso de que se pretenda generar únicamente fuerzas de frenado, el remolcador se sitúa alineado con la línea de crujía del buque escoltado (posición central de la figura 7.27) y las hélices generan empuje en sentido opuesto al desplazamiento del buque y del remolcador (Smoker, 2012, pp. 6-7). De esta forma, las fuerzas generadas sobre el remolque dependen directamente del *bollard pull* atrás del remolcador.

Para generar fuerzas de frenado y gobierno conjuntamente, el remolcador se posiciona abierto a una banda respecto a la popa del buque, alineado con la línea de remolque, y las hélices dispuestas para generar empuje en la dirección opuesta al rumbo del remolcador.

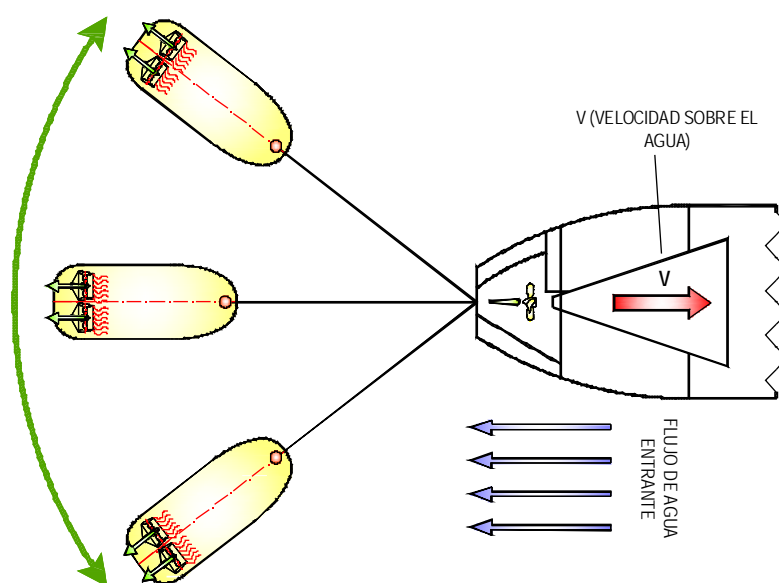


Figura 7.27 Representación del método directo reverse arrest del remolcador ASD en diferentes posiciones. Dibujo: Santiago I. Baniela.

Recordemos que las hélices acimutales, en caso de ser *CPP*, generan el empuje atrás cambiando la orientación de las palas, y si son *FPP* invierten el sentido de giro del eje. No obstante, como las hélices *CPP* están diseñadas para desarrollar su máxima potencia con un determinado ángulo de pala y las *FPP* en una determinada dirección de rotación, resulta más eficaz girar 180° las hélices en su conjunto para que trabajen en su estado óptimo y con la máxima potencia en la dirección opuesta al flujo de agua (atrás en un remolcador *ASD* y avante en un remolcador *tractor-Z*). De esta forma, las hélices trabajan en un flujo negativo de agua, a velocidad más o menos constante e independiente de la velocidad de avance (Jukola and Castleman, 1995, p. 193).

Es un método que resulta útil cuando la velocidad de avance se sitúa aproximadamente entre los 0 y 6 nudos alcanzándose fuerzas sobre la línea de remolque de hasta el 150% del *bollard pull* atrás del remolcador aunque, por ejemplo, el fabricante *Aquamaster* establece que este método es eficaz hasta los 8 nudos, y a partir de ahí el rendimiento de las hélices disminuye

considerablemente al entrar en condición de sobrecarga, por lo que dejan de ser eficientes²⁶ (Rolls-Royce, 2004, p. 5).

Al sobrepasar cierta velocidad (7 u 8 nudos) las hélices y los motores empiezan a sobrecargarse (principalmente las hélices *FPP*) debido a que mientras el remolcador da toda potencia en un sentido (atrás), se ve arrastrado en sentido contrario (avante) por lo que si la disminución de la velocidad no es acorde con la potencia aplicada, deja de ser eficaz (se demostró experimentalmente que en esta situación accede muy poca cantidad de agua al interior de la tobera por lo que la eficiencia de las hélices es muy pobre).

7.8.6.2.3 *Transverse arrest*

A partir de la velocidad en que el método *reverse arrest* deja de ser efectivo, los remolcadores de hélices acimutales pueden aplicar el método *transverse arrest* con el que únicamente pueden detener o aminorar la arrancada del buque. En esta maniobra el remolcador se sitúa alineado con la línea de crujía del buque escoltado y las hélices (con o sin tobera) se disponen transversalmente con un ángulo de aproximadamente 90° respecto de la línea de crujía del remolcador y hacia fuera, momento en el que se aplica toda la potencia (Gaston, 1996, p. 148). De esta forma la “pared de agua” o “*wall of water*” originada entre las hélices detiene la arrancada del buque más fácilmente que dando atrás toda (se produce una aceleración de la componente transversal de la estela por lo que el vacío originado entre ambas hélices provoca que el remolcador “caiga” hacia este vacío con todo su desplazamiento y actuando como un freno).

Con el método *transverse arrest* no existe riesgo de sobrecarga en los motores en todo el rango de velocidades de escolta (Jukola and Castleman, 1995, p. 193; Gale *et al.*, 1994, p. 163). De hecho, las pruebas realizadas demostraron que se puede alcanzar una tensión sobre el remolque del 150% del *bollard pull* del remolcador entre 8 y 10 nudos y sin riesgo de sobrecargar los motores²⁷ (Slough and Brooks, 2000, p. 55).

Evidentemente, si las hélices tienen toberas pueden generar más empuje a altas velocidades y son más eficaces que las hélices sin toberas, e incluso que las hélices cicloidales, a igualdad de potencia.

Se llevaron a cabo una serie de pruebas experimentales con un remolcador *tractor-Z* de 4.000 CV donde se demostró que, con esta maniobra, se reducía la velocidad de petroleros *Aframax*²⁸

²⁶ En esta maniobra se considera que, por los campos de interacción presentes entre las hélices y el casco del remolcador, entre 3 y 6 nudos, el remolcador *ASD* genera una fuerza sobre el remolque superior al tipo *tractor-Z*.

²⁷ Muchos fabricantes de hélices acimutales establecen que con este método se pueden conseguir fuerzas de 2,5 veces el *bollard pull* del remolcador.

²⁸ Acrónimo anglosajón de *Average Freight Rate Assessment* que se refiere a un petrolero con una capacidad de carga entre 80.000 y 125.000 toneladas.

de 8 a 6 nudos en una distancia entre 2 y 2,25 esloras, una distancia relativamente pequeña, y que a velocidades inferiores a los 6 nudos, el rendimiento de este método descendía de forma importante.

Por otra parte, los resultados obtenidos en las pruebas reales y en simuladores revelaron que, a 8 nudos o superior, este método no es efectivo para generar fuerzas de gobierno, es decir, contrarrestar el momento de giro de un buque de grandes dimensiones o provocarle un cambio de rumbo, ya que la energía cinética del buque sobrepasa la capacidad del remolcador. Por tanto, en caso de que sea preciso generar fuerzas de gobierno a 8 nudos, se puede emplear este método para reducir la velocidad y energía cinética del buque hasta los 6 nudos, a partir de la cual se emplearía el método *powered indirect* (que veremos más adelante) para controlar el rumbo del buque. No obstante, es un método que puede aplicarse para generar fuerzas de gobierno como complemento de las fuerzas de frenado, aunque el remolcador nunca debe situarse con la línea de remolque formando un ángulo mayor de 30° respecto a la línea de crujía del buque.

7.8.6.2.4 Transverse y reverse arrest como métodos complementarios

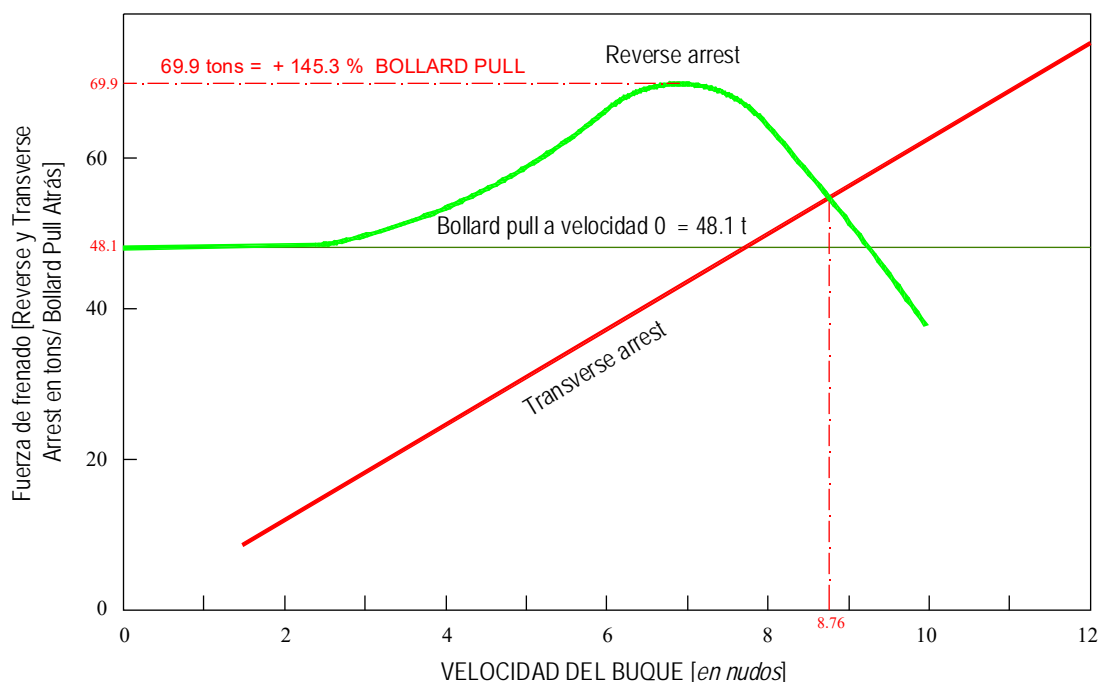


Figura 7.28 Fuerzas típicas sobre la línea de remolque en un remolcador ASD empleando los métodos *direct* y *transverse arrest* (Rolls-Royce, 2004, p. 5). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Podemos representar en un gráfico las fuerzas generadas por los métodos *reverse* y *transverse arrest* para aminorar la arrancada de un buque en función de su velocidad. Tal y como se

aprecia en la figura 7.28, ambos métodos pueden considerarse complementarios, de tal forma que las fuerzas generadas empleando el método *reverse arrest* son iguales al *bollard pull* hasta una velocidad ligeramente superior a los 2 nudos, a partir de la cual su efectividad aumenta hasta alcanzar su punto máximo en torno a los 7 nudos. A partir de esta velocidad, las fuerzas generadas decrecen rápidamente y se alcanza un punto, a los 8,8 nudos aproximadamente, en el que las fuerzas de frenado generadas por ambos métodos se igualan. A velocidades superiores a los 9 nudos, la fuerza generada con el *reverse arrest* está incluso por debajo del *bollard pull* atrás del remolcador.

En cambio, vemos que la eficiencia y las fuerzas generadas con el método *transverse arrest* aumentan linealmente a medida que aumenta la velocidad, de tal forma que por debajo de los 7,7 nudos incluso es inferior al *bollard pull* atrás del remolcador. Por tanto, aunque las fuerzas generadas y las velocidades a las que se producen los cambios dependen del tipo de remolcador en cuestión, podemos deducir que se trata de dos métodos complementarios que hacen del método directo una solución muy eficaz para controlar la velocidad del buque escoltado en todo el rango de velocidades, de tal modo que a medida que disminuye la velocidad, el capitán del remolcador irá modificando la orientación de las hélices para pasar de trabajar con el método *transverse arrest* (altas velocidades) al *reverse arrest* (bajas velocidades).

Según el fabricante *Rolls-Royce*, con el método *reverse arrest* un remolcador *ASD* genera unas fuerzas sobre la línea de remolque ligeramente superiores que un *tractor-Z* con el mismo *bollard pull* atrás, aunque con el método *transverse arrest*, el *tractor-Z* es un poco más eficiente que el *ASD* (Rolls-Royce, 2004, p. 7).

7.8.6.3 Métodos indirectos

7.8.6.3.1 Introducción

Como hemos dicho anteriormente, a altas velocidades (superior a los 3-5 nudos en el caso de los *tractor Voith*), se emplea el método de remolque indirecto, más efectivo y que consiste en utilizar la fuerza del flujo de agua incidiendo sobre la obra viva del remolcador (principalmente el casco, quillones y apéndices) para generar una fuerza normal hidrodinámica de gobierno y/o frenado muy superior a la generada por el propio sistema de propulsión, y ser transmitida al buque escoltado a través de la línea de remolque, siendo *Voith Turbo Marine*, precisamente, quien provocó la introducción de este método de asistencia (Bartels and Jürgens, 2006, p. 1). La intensidad de esta fuerza actuando sobre el casco y los apéndices del remolcador se incrementa aproximadamente de acuerdo al cuadrado de la velocidad, pudiendo duplicar el *bollard pull* del remolcador a 10 nudos.

La propulsión del remolcador se emplea fundamentalmente para gobernar y mantenerlo en la mejor posición relativa respecto al buque escoltado (con el remolque en tensión) y con un ángulo adecuado de ataque α respecto al flujo de agua incidiendo sobre el mismo, para generarle las máximas fuerzas de gobierno y frenado.

Ya se ha estudiado que cuando el remolcador se sitúa por la popa del buque, con el cabo de remolque en tensión y con un ángulo de ataque o deriva no nulo, le transmite al buque escoltado una fuerza que puede descomponerse en una fuerza de gobierno, perpendicular a su derrota, y una fuerza de frenado, de la misma dirección y sentido opuesto a la derrota. El único supuesto en el que por ejemplo un remolcador *tractor Voith* origina exclusivamente fuerzas de frenado se produce cuando adopta una posición como la representada en la figura 7.29, en la que se sitúa perpendicularmente al flujo de agua (derrota del buque) y por su popa cerrada, para lo cual se emplean las palancas de paso, que controlan el empuje longitudinal, y la rueda de gobierno, que controla el empuje transversal, para mantener la misma posición relativa respecto al flujo de agua. La línea de remolque se mantiene alineada con la línea de crujía del buque y es la encargada de transmitirle al buque las fuerzas de frenado generadas hidrodinámicamente por el agua al incidir sobre la obra viva y apéndices del remolcador. En estas condiciones, se asume que el remolcador adopta un momento de escora grande que aumenta según el cuadrado de la velocidad.

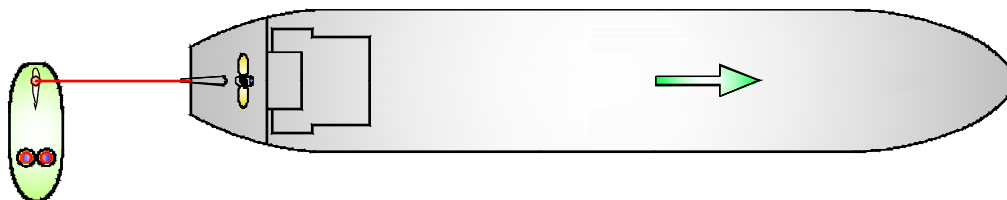


Figura 7.29 Remolcador tractor Voith empleando el método indirecto de asistencia para generar únicamente fuerzas de frenado (Le Chevalier and Radike, 2007, p. 13). Dibujo: Santiago I. Baniela.

La estabilidad de los remolcadores de escolta ha sido objeto de estudio y mejora continua a lo largo de los años en la etapa inicial de diseño de los mismos, optimizando las dimensiones, las formas, la distribución de pesos, la estabilidad dinámica y la disposición del equipo de remolque; de tal modo que, en la actualidad, se puede considerar que los capitanes de los remolcadores de escolta cuentan con información suficiente para poder evaluar en tiempo real la estabilidad pudiendo anticiparse a los riesgos que se presenten en esta materia, lo que supone poder llevar a cabo el remolque de escolta con mayor seguridad.

En cualquier caso, y si la maniobra lo permite, el remolcador debe evitar posicionarse con un ángulo de ataque demasiado grande respecto al flujo de agua para no poner en riesgo la estabilidad, debido a los efectos dinámicos que se producen, y para tener un margen suficiente

de seguridad en caso de una situación peligrosa, ya que, cuanto menor sea el ángulo de ataque mayor será el margen de seguridad del remolcador.

Dependiendo de las necesidades del buque asistido, el remolcador de escolta puede trabajar con diferentes métodos de asistencia indirectos, aunque de forma general, aquellos con los que se pretenden generar las máximas fuerzas de gobierno se conocen como métodos de gobierno indirectos “*indirect steering*” y cuando se pretenden generar las máximas fuerzas de frenado, métodos de frenado indirectos “*indirect braking*” (Bureau Veritas, 2014, p. 9; De Jong, 2014, p. 171).

7.8.6.3.2 Método indirecto puro o *pure indirect*



Figura 7.30 Remolcador tractor Voith “Boxer” asistiendo al buque portacontenedores “LT Cortesia” con el método *pure indirect*. Fuente: Voith.

El método *pure indirect* o básico, considerado como el más eficaz para hacer caer el buque a una banda o para incrementar la capacidad de gobierno en la asistencia dinámica (Roll-Royce, 2004, p. 6), consiste en situar la línea de remolque abierta a una banda unos 45° respecto a la línea de crujía del buque asistido (a la banda contraria a la que se pretende la caída) de tal forma que para conseguir las mayores fuerzas de gobierno, con el remolcador *tractor Voith*, el ángulo de ataque o deriva debe ser de unos 30° y para las mayores fuerzas de frenado de unos 60°.

La intensidad de la fuerza hidrodinámica generada y transmitida a través de la línea de remolque es función directa de la velocidad sobre el agua y del diseño del casco y apéndices, pudiendo alcanzarse fuerzas de 2,5 veces el *bollard pull* (la potencia del remolcador se emplea para mantener la mejor posición relativa respecto al flujo de agua). La situación del punto de remolque, situado en las proximidades de la popa, y del CPL originan que, teniendo en cuenta el gran brazo longitudinal de giro de las hélices situadas a proa, el remolcador necesite emplear

relativamente poca potencia para generar el empuje necesario que permite mantenerlo en la posición adecuada para generar las máximas fuerzas de gobierno.

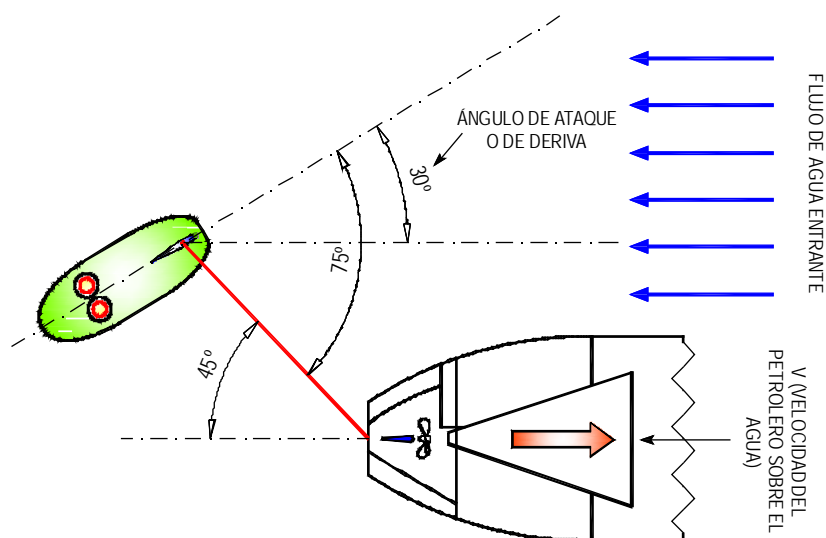


Figura 7.31 Representación del método pure indirect con un remolcador de escolta tractor Voith (Le Chevalier and Radike, 2007, p. 12). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Con carácter general, existe consenso en el mundo marítimo en estimar que, con esta maniobra (aunque depende de las características concretas de cada remolcador) el ángulo óptimo de ataque respecto al flujo de agua, es decir, el ángulo con el que el remolcador necesita aplicar relativamente poca potencia para mantenerse en la misma posición relativa equilibrando las fuerzas hidrodinámicas sobre la obra viva y la tensión del remolque, está en torno a 40°.

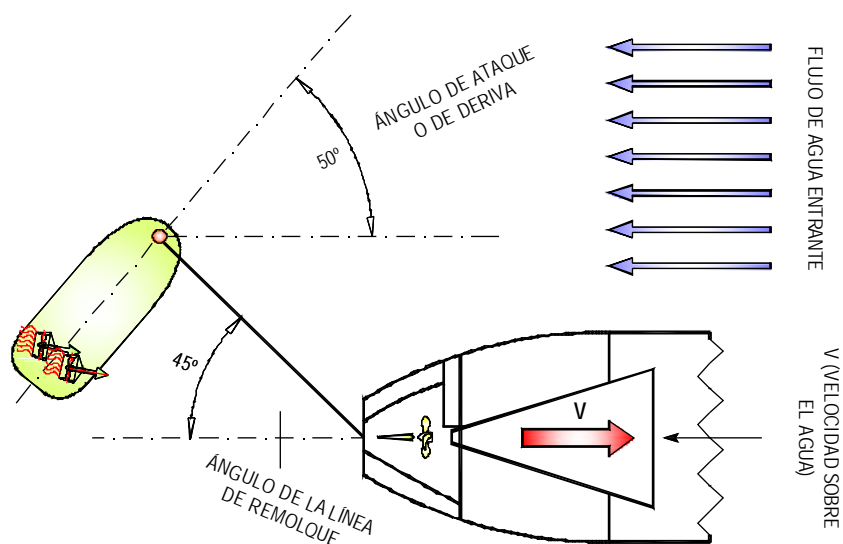


Figura 7.32 Representación del método pure indirect con un remolcador de escolta ASD (Smoker, 2012, p. 9). Dibujo: Santiago I. Baniela.

El método *pure indirect* también se emplea con el remolcador *ASD*, aunque a diferencia del *tractor Voith* consigue las máximas fuerzas de gobierno y frenado con ángulos de ataque de 50° y 70° respectivamente, es decir, con ángulos superiores que el *tractor Voith*. Esto provoca que en caso de que tengan que cambiar el modo de operación o ángulo de ataque durante la maniobra para conseguir las máximas fuerzas de gobierno o frenado, resulte más eficaz y seguro hacerlo con el *tractor Voith*, precisamente por los ángulos más pequeños de ataque.

7.8.6.3.3 Método *powered indirect*

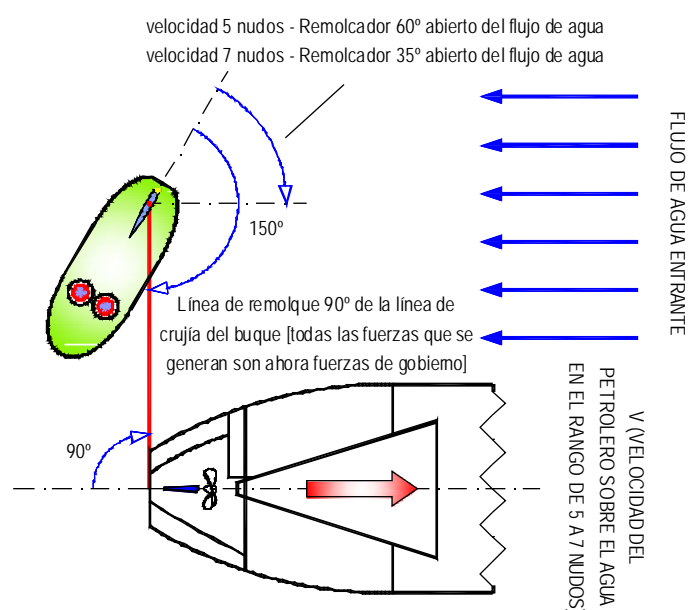


Figura 7.33 Representación del método *powered indirect* con un remolcador tractor Voith (De Jong, 2014, p. 171). Dibujo: Santiago I. Baniela.

El método *powered indirect*²⁹ es una mejora del *pure indirect* que se utiliza cuando la velocidad del buque está entre 5 y 7 nudos y con el que se generan fuerzas de gobierno más eficientes sobre la línea de remolque, como una suma de las fuerzas hidrodinámicas del agua incidiendo sobre la obra viva del remolcador junto con las fuerzas creadas por su sistema de propulsión al empujar haciendo cabeza sobre la línea de remolque (De Jong, 2014, pp. 171-172), es decir, una especie de asistencia en la que se combinan los métodos indirecto y directo si atendemos a los conceptos expuestos anteriormente en cada uno de ellos.

En esta maniobra, dependiendo de la velocidad del buque, el remolcador puede llegar a poner el cabo de remolque prácticamente en ángulo recto (90°) respecto de la línea de crujía del buque asistido (trabajando casi por el través del espejo de popa) y al mismo tiempo se coloca con un ángulo de ataque respecto al flujo de agua de hasta 70° (a 5 nudos, el ángulo de deriva debe ser de 60° y a 7 nudos de 35°) una maniobra que le resulta relativamente sencilla en este rango de

²⁹ También conocido como *powered indirect towing*.

velocidades³⁰. Una vez alcanzada esta posición, el remolcador aplica toda la potencia (el *tractor* -*Voith* o *Z*- dando máquina atrás y el *ASD* dando máquina adelante) para empujar sobre la línea de remolque y gobernando para mantener la posición de ataque, tal y como se representa en las figuras 7.33 y 7.34. Si la línea de remolque trabaja con un ángulo de 90° respecto a la línea de crujía del buque, se generan únicamente fuerzas de gobierno, y si trabaja con un ángulo menor de 90° se generan fuerzas de frenado y gobierno.

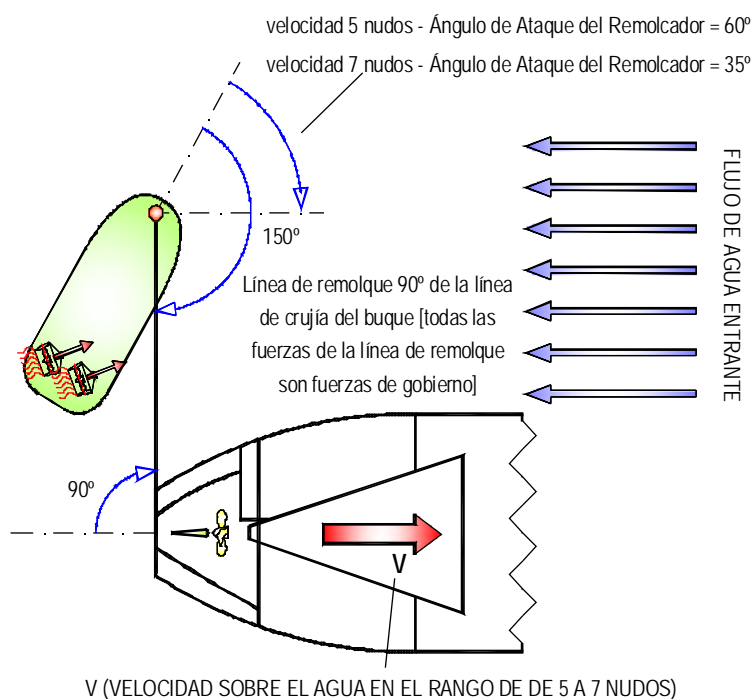


Figura 7.34 Representación del método *powered indirect* con un remolcador ASD (Slough and Brooks, 2000, p. 56). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Los resultados de las pruebas reales efectuadas demostraron que es una maniobra más eficiente y rápida que el método *pure indirect* a la hora de generar fuerzas de gobierno a velocidades entre los 5 y 7 nudos, como consecuencia de la extraordinaria capacidad de maniobra del remolcador que le permite alcanzar rápidamente la posición adecuada para empezar a empujar sobre la línea de remolque y aplicar fuerzas de gobierno como resultado de las fuerzas hidrodinámicas generadas por el casco y las fuerzas del empuje de las hélices (Slough and Brooks, 2000, pp. 55-57). Además, en caso de que tenga que pasar a trabajar con el método directo a bajas velocidades para disminuir la velocidad del buque, el cambio de maniobra es más rápido que si estuviese utilizando el método *pure indirect*, al pivotar a lo largo del radio de la línea de remolque hasta alcanzar la nueva posición. También se demostró que las mayores tensiones se alcanzaban con los remolcadores tipo *tractor*, con los que se registraron tensiones

³⁰ Como durante un cierto tiempo tiene que desplazarse en contra del flujo de agua para situarse en la posición solicitada, lo más eficiente es que lo haga haciendo cabeza sobre la línea de remolque.

que podían estar entre el 75% y el 120% del *bollard pull* del remolcador, y en los que el quillón “*skeg*” contribuía de forma importante en la generación de estas fuerzas a medida que aumenta la velocidad. En general, la tensión sobre el remolque depende de la potencia y de los apéndices instalados en el remolcador (principalmente el quillón) los cuales empiezan a tener una gran relevancia a medida que aumenta la velocidad.

A continuación, se insertan los datos obtenidos de una prueba real efectuada con el remolcador ASD “S/R Mare Island” (actualmente “*Goliah*”) en la bahía de San Francisco, a las velocidades y ángulos de ataque recomendados para el método *powered indirect*, esto es, a 5 nudos con un ángulo de ataque del remolcador respecto al flujo de agua de 60° y a 7 nudos con un ángulo de ataque de 35°, con la línea de remolque formando un ángulo de 90° respecto a la línea de crujía del buque.

Velocidad	5 nudos	7 nudos
Ángulo de la línea de remolque con respecto a la línea de crujía del buque	90°	90°
Ángulo de ataque del remolcador	60°	35°
Lectura medida en la maquinilla	49 tons	32 tons
Tensión sobre el remolque	62 tons	40 tons
Fuerzas de gobierno	62 tons	40 tons
Fuerzas de frenado	0 tons	0 tons

Figura 7.35 Relación de parámetros en función de la velocidad del buque escoltado en el remolcador de escolta ASD “*Goliah*” (Slough and Brooks, 2000, p. 56).

Se observa que a 7 nudos se generan fuerzas de gobierno más bajas que a 5 nudos, como consecuencia del ángulo de ataque más pequeño del remolcador respecto al flujo de agua que origina fuerzas hidrodinámicas del agua sobre su obra viva menores³¹.

En las primeras pruebas empíricas efectuadas en el puerto de San Francisco con remolcadores ASD se experimentaron ciertas dificultades en cuanto a la estabilidad al emplear los métodos *pure indirect* y *powered indirect* (como consecuencia de su manga reducida) y se encontró que reduciendo el lastre y combustible a bordo, el comportamiento del remolcador mejoraba de forma considerable (se reducía el riesgo de sumergir la cubierta en el agua y el remolcador maniobraba de forma más rápida y precisa).

También se demostró que los remolcadores tipo *tractor Voith* tenían una capacidad de maniobra ligeramente superior a los remolcadores de hélices acimutales (ASD o *tractor-Z*), aunque todos ellos eran muy rápidos en sus maniobras. De forma general, los *tractor Voith* proporcionan un control más preciso y exacto de la maniobra y cuando están dotados de un quillón diseñado

³¹ La tensión real sobre la línea de remolque estaba en torno al 125% de la lectura de la maquinilla.

adecuadamente, sus prestaciones en la maniobra de escolta son superiores a los *ASD* (Slough and Brooks, 2000, pp. 55-57).

Tal y como hemos visto al analizar los tipos de remolcadores, la desventaja de los *tractor Voith* con respecto a los remolcadores *ASD* o *tractor-Z* es que, a igualdad de potencia, tienen un *bollard pull* inferior y unos costes iniciales de construcción más elevados.

7.8.6.3.4 Método de frenado indirecto o *indirect braking* (*tractor Voith*)

Como las hélices y MM.PP. del remolcador *tractor Voith* no se sobrecargan cuando trabajan en un flujo de agua negativo, con este remolcador no se aplica la variante del método directo *transverse arrest*, utilizada por el remolcador *ASD* a altas velocidades para detener la arrancada del buque, por lo que la naviera *Crowley Maritime* propuso una nueva maniobra denominada frenado indirecto o *indirect braking*, en la que se generan altas fuerzas de frenado y, al mismo tiempo, el quillón del remolcador tipo *tractor* no se ve afectado por la estela de la hélice del buque en navegación, que provoca guiñadas indeseadas en el remolcador cuando trabaja con el método directo con el quillón hacia el buque “*skeg first*” y alineado con su línea de crujía (por su popa cerrada).

En esta maniobra, el remolcador sitúa la línea de remolque para trabajar directamente alineada con la línea de crujía del buque y navega con el quillón hacia el buque “*skeg first*” con el mismo rumbo del buque. Posteriormente, el capitán del remolcador gira la rueda de gobierno (que controla el empuje transversal) toda a una banda, como si tratara de utilizar un método indirecto, y al mismo tiempo desplaza hacia atrás las palancas de paso (que controlan el empuje longitudinal de ambas hélices) para tirar sobre la línea de remolque. De esta forma, se genera una parte de las fuerzas con el método indirecto (fuerzas hidrodinámicas sobre la obra viva del remolcador) y otra parte con el método directo (fuerza de empuje generado por el sistema de propulsión). Se trata de una maniobra en la que el remolcador permanece relativamente estable por la popa del buque y el práctico dispone de una fuerza de frenado muy alta.

7.8.6.3.5 Método combinado o *combination mode* (*ASD* y *tractor-Z*)

Para contrarrestar la caída del buque escoltado a una banda, el método más eficiente con un remolcador propulsado por hélices acimutales (*ASD* o *tractor-Z*) es el método combinado o *combination mode* en el que el remolcador se sitúa prácticamente perpendicular a la línea de crujía del buque asistido y a la dirección del flujo de agua, abierto a una banda unos 45°, y las hélices acimutales se disponen con un ángulo entre 105° y 150° respecto de la línea de crujía del remolcador (siempre superior a 90°) para generar empuje casi perpendicularmente a la dirección del flujo de agua (Gale *et al.*, 1994, p. 164). Con esta maniobra, las fuerzas resultantes sobre la

línea de remolque resultan de la combinación de las fuerzas creadas por el flujo de agua incidiendo sobre la obra viva del remolcador junto con las fuerzas generadas por las hélices acimutales al trabajar en un flujo de agua prácticamente transversal y de forma relativamente segura (Jukola and Castleman, 1995, p. 195). Es el método con el que se genera la tensión más alta sobre la línea de remolque (una fuerza de frenado muy alta) de ahí que no sea un método muy utilizado en las asistencias dinámicas.

Al igual que ocurre en el método *transverse arrest*, los motores del remolcador *ASD* no se sobrecargan y la tensión en el remolque se controla con la variación de potencia aplicada.

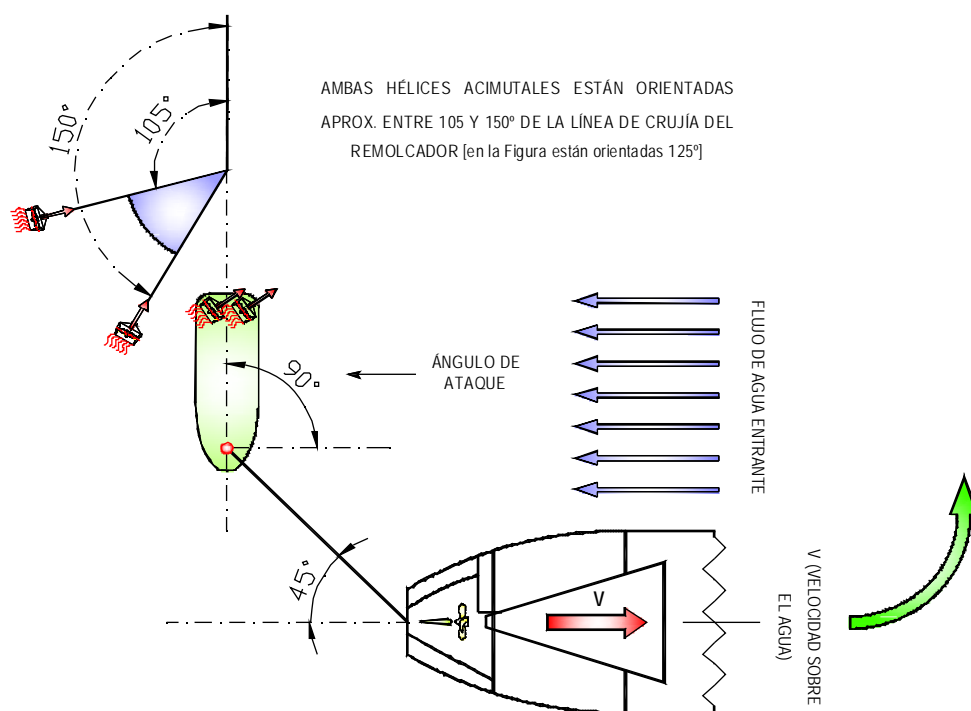


Figura 7.36 Método combinado del remolcador ASD con las hélices giradas un ángulo de 125° respecto a la línea de crujía del remolcador (Gale et al., 1994, p. 164). Dibujo: Santiago I. Baniela.

7.8.7 MÉTODO TÁNDEM O *TEAM TOWING*

7.8.7.1 Introducción

En algunos sistemas de escolta, durante las asistencias a un buque que presentaba una emergencia, se utilizaron remolcadores muy grandes, de hasta 10.000 CV de potencia, que podían generar fuerzas sobre la línea de remolque de 250 tons. Sin embargo, la gran mayoría de los buques comerciales no disponían de guías, gateras y bitas que pudieran soportar tensiones

tan altas³², y de hecho se han dado casos en los que éstas han sido arrancadas al emplear el método indirecto de asistencia (European Tugowner Association & European Maritime Pilot's Association, 2010, p. 2), por lo que estos remolcadores no podían emplear su máxima potencia y resultaban ineficaces. Además, en las maniobras portuarias, en canales angostos o asistencias a buques pequeños, un remolcador con estas dimensiones no era válido desde el punto de vista operativo (Brooks, 2013). Por otra parte, también se producía el caso contrario, es decir, lugares en los que los remolcadores existentes eran muy poco potentes para asistir individualmente a un buque determinado. Por ello, a finales de la década de los 90 se implementó, de forma exitosa, un nuevo método de remolque de escolta, denominado *tándem* o *team towing* que consiste en utilizar dos pequeños remolcadores de aproximadamente 5.000 CV con sus respectivas líneas de remolque dadas a los extremos del espejo de popa del buque escoltado para trabajar simultáneamente. En esta maniobra, como las fuerzas generadas por las dos líneas de remolque se suman, si ambos remolcadores trabajan de forma conjunta, coordinada y en equipo, y están diseñados de forma adecuada, pueden igualar o incluso superar las capacidades de un único remolcador muy potente (10.000 CV).

Al igual que ocurre cuando se emplea un solo remolcador, con el método *tándem* los dos remolcadores operan por la popa del buque (tienen el brazo de palanca máximo respecto al punto giratorio) pero sus líneas de remolque trabajan sobre guías y bitas del buque independientes, por lo que se elimina la restricción de la tensión máxima que puede soportar cada uno de estos equipos, que se hace patente cuando se utiliza un único remolcador muy potente.

Por último, mencionar que se trata de una maniobra de escolta que se efectúa a altas velocidades y debe diferenciarse de aquellas en las que se emplean dos remolcadores afirmados a la proa o popa del buque en las asistencias portuarias o tránsitos por canales, puentes o pasos estrechos.

7.8.7.2 Génesis del método *tándem*

A finales de la década de los 90 se dragaron los canales de entrada a Long Beach, California, permitiendo el acceso y atraque de buques más grandes (una eslora de 365 m y un calado de 19 m) por lo que para determinar la forma óptima de controlar la derrota de estos buques después de una posible avería en su sistema de propulsión y/o gobierno durante el tránsito, los prácticos, operadores y organizaciones con intereses en la zona efectuaron una serie de pruebas y estudios

³² Aunque ya hace varios años que es obligatorio que las bitas, guías y maquinillas estén marcadas con la carga máxima de trabajo de seguridad, representados por su acrónimo anglosajón *SWL* (*Safety Working Load*), un problema habitual es que el *SWL* reflejando en los planos de los buques se expresan de la forma técnicamente correcta, es decir, en kiloNewtons (kN) mientras que los equipos del buque aparecen marcados en toneladas métricas (*MT*) y puede dar lugar a interpretaciones erróneas. Entre los diferentes miembros de la *IACS* prevalece la opinión de que los márgenes de seguridad de estos equipos deberían estar entre 1,25 y 1,5 veces la fuerza de remolque real.

para evaluar e incrementar la efectividad de los remolcadores portuarios *tractor Voith* del operador *Crowley*, con una potencia de 4.800 CV (considerados muy potentes por aquel entonces) que operaban en esa zona (Schisler and Brooks, 2001).

La particularidad del puerto de Long Beach (y que debe satisfacer el remolcador de escolta) es que después de pasar el rompeolas, el buque tiene que efectuar inmediatamente un cambio de rumbo a babor de 47° antes de navegar durante 2 millas por un canal de unos 365 m de ancho.

La consultora *Glosten and Associates* (en su simulador *Shipman*) analizó las capacidades de hasta tres remolcadores de 4.000 CV aplicando sus fuerzas máximas en varias posiciones del petrolero “S/R Long Beach” de 211.000 tons de peso muerto con un calado de 18,6 m. Las simulaciones se efectuaron a 5 y 6 nudos y los remolcadores se emplearon para contrarrestar el efecto del timón del buque metido todo a estribor, dirigir el buque a su rumbo original y luego provocarle un cambio de rumbo a babor de 47° (el margen máximo aceptable por la proa en su aproximación al rompeolas de Long Beach eran 1.220 m). Las disposiciones de los remolcadores respecto al buque y los resultados aproximados fueron los siguientes:

- **Caso A.** Un remolcador *tractor Voith* con la línea de remolque firme al buque a través de la guía tipo panamá situada en la línea de crujía en el espejo de popa del buque.
 - ✓ Desviación de la derrota a Er.: 210 m;
 - ✓ Avance por la proa para el cambio de rumbo a Br. de 47°: 2.470 m.
- **Caso B.** Un remolcador *tractor Voith* con la línea de remolque firme por la proa del buque y otro remolcador firme al buque a través de la guía tipo panamá situada en la línea de crujía en el espejo de popa del buque.
 - ✓ Desviación de la derrota a Er.: 75 m;
 - ✓ Avance por la proa para el cambio de rumbo a Br. 47°: 2.350 m³³.
- **Caso C.** Dos remolcadores afirmados al buque a través de las guías situadas en los extremos del espejo de popa.
 - ✓ Desviación de la derrota a Er.: 60 m;
 - ✓ Avance por la proa para el cambio de rumbo a Br. de 47°: 1.130 m.
- **Caso D.** Tres remolcadores con las líneas de remolque firmes al buque; uno por la proa, otro por la aleta de estribor y el último a través de la guía tipo panamá situada en la línea de crujía en el espejo de popa del buque.
 - ✓ Desviación de la derrota a Er.: 60 m (igual que en el *Caso C*);
 - ✓ Avance por la proa para el cambio de rumbo a Br. de 47°: 1.310 m³⁴.

³³ La pequeña reducción del avance respecto al *Caso A* se debe a que el remolcador de proa tiene un brazo de giro mucho más pequeño que el de popa (con arrancada avante, el punto giratorio del buque se sitúa a ¼ de la eslora desde la proa).

³⁴ El incremento en el avance respecto al *Caso C* se debe a que, en esa ocasión, los tres remolcadores generan únicamente fuerzas de gobierno. En el caso del remolcador situado en la aleta de estribor se demostró que solamente era efectivo en el supuesto de una avería en el timón metido a estribor, para provocar un giro a babor.

Por tanto, basándose en las pruebas realizadas con el simulador, la configuración del **Caso C** fue la más efectiva, es decir, dos remolcadores trabajando en paralelo por la popa del buque (método tándem).

El espejo de popa del petrolero con el que se efectuaron las pruebas (equipado con guías reforzadas) tenía una manga grande (22 m) que permitía que los remolcadores trabajasen con una separación suficiente entre ambos. Algunos prácticos y operadores mostraron su preocupación por la posibilidad de contacto entre los remolcadores durante las maniobras, pero las pruebas reales que se llevaron a cabo con buques con un espejo de manga pequeña demostraron que, con una comunicación eficiente y fluida entre los remolcadores, la maniobra podía efectuarse sin ningún incidente relevante entre ambos.

Por tanto, con esta maniobra se pueden escoltar a buques de grandes dimensiones con garantías de seguridad utilizando dos pequeños remolcadores de poca potencia, por lo que se evita la necesidad de construir y emplear remolcadores muy grandes, que no son útiles operativamente en aguas y puertos restringidos. Otra ventaja de esta maniobra es que las fuerzas de las dos líneas de remolque se transmiten a equipos de remolque del buque (guías y bitas) independientes, que soportarán la mitad de la tensión que si se utilizase un único equipo de remolque y remolcador genuino de escolta.

7.8.7.3 Concepto y maniobra

El término utilizado inicialmente para definir esta maniobra de escolta fue el de tándem, ahora abreviado como T²-T cuadrado- y conocida también por su terminología anglosajona de *tandem escort towing* o *team towing* (Brooks, 2013). Es una maniobra muy utilizada en Long Beach³⁵ y que básicamente consiste en que dos remolcadores de escolta con propulsión omnidireccional trabajan en equipo, casi en paralelo en todo momento, con las respectivas líneas de remolque firmes a la popa del buque asistido y, donde la tensión sobre las líneas se genera habitualmente con el método directo de asistencia o con alguno de los métodos indirectos. La velocidad habitual de escolta a la que se efectúa esta maniobra es de 6 nudos, con una velocidad máxima de 8 nudos, dependiendo del diseño del remolcador, la preparación de la tripulación y el estado de la mar durante la escolta (Iglesias Baniela and Platero Díaz, 2008, p. 153). De esta forma se puede controlar al buque escoltado de forma eficaz utilizando dos pequeños remolcadores con propulsión omnidireccional y con el mismo *bollard pull*, que eliminan la necesidad de emplear remolcadores de grandes dimensiones que pueden tener limitaciones operacionales en las maniobras de zonas portuarias o restringidas.

³⁵ El capitán Vic. Schisler del servicio de practica de *Jacobsen Pilot Service*, Long Beach, utilizó este método ya a mediados de los años 70 empleando dos remolcadores convencionales con doble hélice asistiendo a buques de hasta 300.000 toneladas a altas velocidades.

Los dos remolcadores navegan acompañando al buque con los cabos de remolque firmes por su popa, alineados respecto al flujo de agua hasta recibir la orden del práctico para actuar. Al igual que ocurre cuando se utiliza un solo remolcador, si cuando trabajan lo hacen alineados con la línea de crujía del buque (flujo de agua), generando empuje en la dirección opuesta a la marcha, se crean únicamente fuerzas de frenado sobre el buque; mientras que si trabajan abiertos a una banda (las líneas de remolque formando un ángulo no nulo respecto a la línea de crujía del buque, que puede ser exactamente igual o no) se crean fuerzas de gobierno y frenado (ver figuras 7.37 y 7.38).

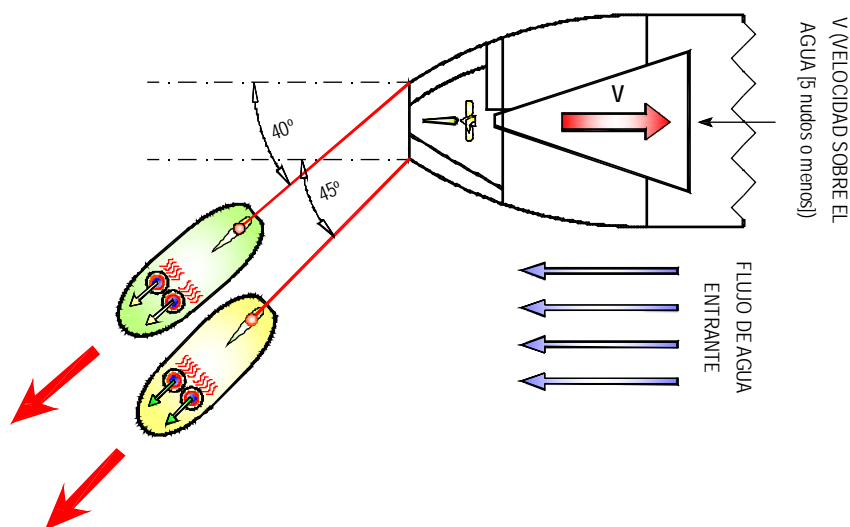


Figura 7.37 Maniobra en tándem con remolcadores tractor Voith empleando el método directo de asistencia abiertos a una banda. Dibujo: Santiago I. Baniela.

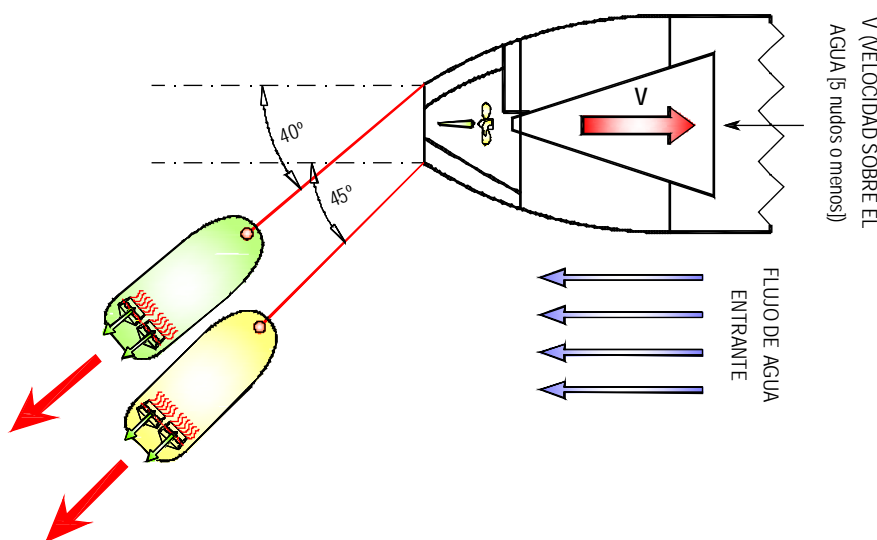


Figura 7.38 Maniobra en tándem con remolcadores ASD empleando el método directo de asistencia abiertos a una banda. Dibujo: Santiago I. Baniela.

Esta maniobra también puede utilizarse como una asistencia dinámica (en cuyo caso no sería una maniobra de emergencia) para mejorar la maniobrabilidad del buque sin aumentar la velocidad sobre el fondo, de tal modo que los remolcadores actúan como un freno de grandes dimensiones que permiten que el buque pueda incrementar las *rpm* de sus MM.PP. y por tanto los filetes líquidos expulsados por la hélice incidiendo sobre su timón. Además, con esta maniobra también se evita que el buque tenga que parar y arrancar repetidamente los MM.PP. durante el tránsito.

La asistencia dinámica, que recordemos no se trata de un procedimiento de emergencia, puede llevarse a cabo con el método directo, donde los remolcadores se mantienen en línea por la popa del buque y generan empuje con sus propulsores en la dirección opuesta al desplazamiento, o emplear el método indirecto en línea o *indirect inline*, de tal forma que ambos remolcadores se sitúan con los cabos de remolque alineados con la línea de crujía del buque pero con un ángulo de ataque respecto al flujo de agua de 90°, con las cabezas de sus puntos de remolque enfrentadas³⁶, tal y como se representa en la figura 7.39 (es decir, en remolcadores *tipo tractor* popa con popa y en remolcadores *ASD* proa con proa).



Figura 7.39 Maniobra de asistencia dinámica en tándem empleando dos remolcadores tipo tractor. Fuente. <http://www.towingsolutionsinc.com>

7.8.7.4 El método T^2 Deployed

Cuando se emplea el método *powered indirect* por dos remolcadores de escolta trabajando en tándem, para ello ambos remolcadores sitúan sus respectivas líneas de remolque con un ángulo de casi 90° respecto a la línea de crujía del buque, un ángulo de ataque respecto al flujo de agua de hasta 70° y en ese momento aplican la potencia solicitada por el práctico. La ventaja de esta maniobra es que, con las líneas de remolque trabajando con un ángulo de 90° respecto al buque, todas las fuerzas generadas son fuerzas de gobierno, que sirven para que el buque recupere a la mayor brevedad el rumbo original o se desvíe lo mínimo posible de su derrota original. Sin

³⁶ De esta forma, en caso de que tengan que realizar cualquier otra maniobra, les resulta más fácil gobernar.

embargo, a pesar de ser un método efectivo, implica un retraso inherente de entre 20 y 30 segundos aproximadamente, debido a que los remolcadores tienen que desplazarse desde la posición cerrada a popa del buque (alineados con su línea de crujía) hasta que sus líneas de remolque forman un ángulo de casi 90° respecto a la línea de crujía del buque.

Para reducir el tiempo de reacción que necesitan los remolcadores en esta maniobra, la empresa *Towing Solutions Inc.*³⁷ desarrolló la maniobra en tándem denominada *T²Deployed (T²D)* que minimiza el tiempo de respuesta de los dos remolcadores al navegar acompañando al buque pre-dispuestos o pre-desplegados “*pre-deployed*”, uno a cada banda del espejo de popa del buque, tal y como se aprecia en la figura 7.40. Los dos remolcadores navegan paralelos al buque, preparados para actuar, con sus líneas de remolque ligeramente en tensión y formando un ángulo de 70° respecto a la línea de crujía del buque (Brooks, 2013).

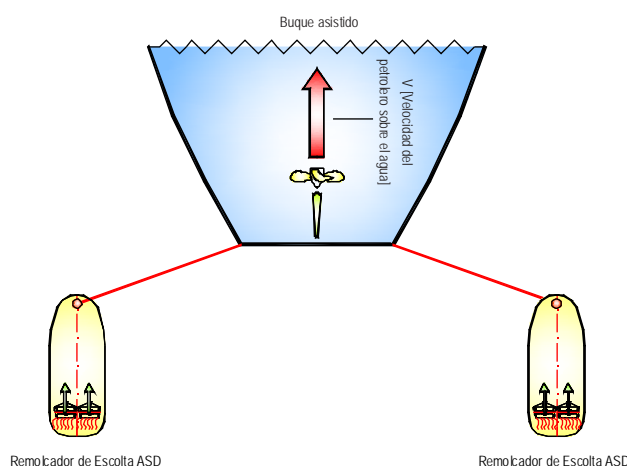


Figura 7.40 Representación del método *T²D* con dos remolcadores ASD preparados para actuar en caso de emergencia (Brooks, 2013). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Esta predisposición permite que, en caso de una emergencia, uno de los dos remolcadores gire inmediatamente hacia afuera haciendo cabeza sobre la línea de remolque para empezar a trabajar con el método *powered indirect* con la máxima potencia (el remolcador de babor evolucionaría a babor y el de estribor, a estribor). Mientras tanto, el práctico ordena parar los MM.PP. del buque, para detener el flujo de agua recibido por el timón averiado (en caso de que la avería esté relacionada con el sistema de gobierno) y solicita al segundo remolcador que se cruce y asista al primer remolcador paralelamente para duplicar las fuerzas de gobierno generadas al buque.

La maniobra *T²D* reduce los 20 segundos de reacción que transcurren en la maniobra *T²* desde que se notifica la emergencia al primer remolcador hasta que su asistencia se hace efectiva. Por tanto, la diferencia fundamental respecto a esta maniobra es que el buque apenas empieza a caer

³⁷ Dedicada al estudio de la mejora de la seguridad y operación en los sistemas de escolta y operaciones de remolque en general.

a una banda antes de que el primer remolcador esté trabajando con su máxima potencia para reducir la velocidad de caída del buque “*turn rate*”. Cuando el segundo remolcador alcanza la posición de trabajo, paralela al primero, ambos remolcadores trabajan conjuntamente para que el buque recupere su rumbo original, manteniendo una comunicación fluida entre los capitanes para garantizar la seguridad al trabajar en las proximidades uno de otro.

Para determinar la efectividad de este nuevo procedimiento, la asociación de prácticos *British Columbia Coast (BBC) Pilots*, en Canadá, realizó una serie de pruebas reales utilizando al petrolero “*Hellespont Tatina*”, con un desplazamiento de 96.935 tons, y a dos remolcadores *ASD* relativamente pequeños, el “*Tiger Sun*” y el “*Falcon*” de 60 tons y 40 tons de *bollard pull* respectivamente. Durante las pruebas, suponiendo una avería del timón en el “*Hellespont Tatina*” navegando a 6 nudos, su derrota se controló de forma relativamente sencilla. Posteriormente, y para efectos comparativos, se supuso un tiempo de reacción de los remolcadores de 10 y 20 segundos a 6 nudos, concluyéndose que resulta fundamental reducir al mínimo el tiempo transcurrido entre la detección de la avería y la reacción para aplicar las fuerzas³⁸.

En EE.UU. la asociación de prácticos *Lake Charles* también efectuó pruebas reales para evaluar las capacidades de este método de escolta en buques *LNG* de hasta 216.000 m³ a 8 nudos, obteniendo resultados muy positivos.

7.8.7.5 Derrota del buque hacia el fondeadero con el método T^2D

Teniendo en cuenta que las probabilidades de que un buque sufra una emergencia o un problema mecánico en una zona donde pueda fondear inmediatamente son bastante escasas, la maniobra de escolta T^2D aporta una gran ventaja adicional.

Supongamos que la emergencia consiste en que el timón del buque queda metido a una banda, por ejemplo, a estribor. Cuando los dos remolcadores actúan para contrarrestar la caída o el momento de giro a estribor, una vez consiguen frenar la caída a esta banda, el práctico permite que el buque caiga a babor para volver sobre su derrota original, por lo que es necesario que los remolcadores se desplacen a la banda opuesta para contrarrestar la nueva caída a babor. Sin embargo, en lugar de hacer que los remolcadores cambien de banda constantemente, el práctico puede poner máquina adelante de tal forma que el timón averiado (metido a estribor) se utiliza para contrarrestar la nueva caída del buque a babor. De esta forma, regulando la potencia de los dos remolcadores y las *rpm*'s de los MM.PP. del buque, el práctico puede gobernar y dirigir al buque de forma fácil y segura hacia el fondeadero con una velocidad de tránsito adecuada.

³⁸ A raíz del éxito de estas pruebas, esta maniobra se está empleando en Second Narrows de Vancouver, Canadá.

Los prácticos de la *British Columbia Coast* y los de *Lake Charles*, Luisiana, ya probaron esta maniobra, concluyendo que, con una práctica adecuada, se podía controlar la derrota del buque muy fácilmente y dirigirlo hacia el fondeadero de forma segura.

También se llevaron a cabo pruebas con remolcadores *tractor Voith*, *ASD* y *tractor-Z* a velocidades de hasta 10 nudos, superando las predicciones del diagrama de mariposa “*butterfly diagrams*” y sin afectar negativamente a la seguridad. Sin embargo, algunos autores consideran que no todos los diseños del remolcador *ASD* tienen la capacidad y la estabilidad adecuada a altas velocidades para situar al cabo de remolque perpendicularmente a la línea de crujía del buque. Por tanto, antes de utilizar un remolcador *ASD* en esta maniobra, se debería probar adecuadamente su estabilidad y capacidades a velocidades relativamente bajas (5-6 nudos) y luego hasta el límite máximo de seguridad.

Como en cualquier otra maniobra, la implementación de este método de escolta en una zona determinada requiere de estudios y pruebas previos donde se analicen las velocidades, condiciones de viento y mar, y tipos de remolcadores empleados.

7.8.7.6 Procedimientos

Para poder efectuar esta maniobra, el buque escoltado debe tener a popa dos equipos de remolque de la suficiente resistencia y separados una distancia transversal que permita que las dos líneas de remolque trabajen lo más alejadas posible para evitar el contacto entre los remolcadores (aunque para ello también es fundamental una comunicación eficaz y fluida entre ambos). Por tanto, una vez se asume que el buque escoltado es adecuado para esta maniobra, los procedimientos del método tándem para reducir el riesgo de contacto entre los remolcadores y garantizar la seguridad de las operaciones son los siguientes:

- El remolcador situado a barlovento tiene que ser el primero en tomar la línea de remolque y el último en largarla;
- Las dos líneas de remolque deben tener la mayor longitud posible (105 m aproximadamente, aunque dependerá del espacio disponible) para minimizar las interacciones con la estela de la hélice del buque escoltado y el movimiento vertical del remolcador y el buque. Además, las dos líneas tienen que tener exactamente la misma longitud;
- Las líneas de remolque no deben trabajar sobre la misma bita o guía del buque para evitar el rozamiento entre ambas y contribuir a que los remolcadores trabajen lo más separados posible;
- La dirección de las líneas de remolque entre las bitas y las guías del buque debe estar lo más alineada posible con las direcciones de las fuerzas de las líneas de remolque;

- Las órdenes del práctico a los capitanes de los remolcadores deben de ser claras, precisas y coordinadas para evitar posibles contactos entre ambos y;
- Los capitanes de los remolcadores deben comunicarse entre sí por un canal *VHF* propio e independiente del canal utilizado por el práctico (Schisler and Brooks, 2001).



Figura 7.41 Dos remolcadores ASD trabajando en tándem donde se aprecia la reducida distancia que los separa. Fuente: <http://www.professionalmariner.com>

7.8.8 MÉTODO TIMÓN O *RUDDER TUG MODE*

Este método, más conocido por su terminología anglosajona *rudder tug mode*, fue muy utilizado en EE.UU. con los remolcadores convencionales por los riesgos a los que éstos se enfrentaban durante las asistencias a un buque con velocidad por su popa (métodos directo e indirecto de escolta). En la actualidad, no sería necesario estudiar esta maniobra por su falta de aplicación, pero por el interés histórico que representa, analizaremos las pruebas más relevantes llevadas a cabo.

Se trata de una maniobra en la que el remolcador convencional se utiliza como un timón y se sitúa apoyado con sus defensas contra el espejo de popa del buque, preparado para empujar y afirmar al buque a través de una línea de remolque. Para ello, el buque debe estar cargado, para que las defensas de proa del remolcador convencional puedan mantener un contacto permanente con el casco del buque y sin que se deslice sobre él cuando aplica potencia contra el mismo, ya que de lo contrario los finos de popa del buque evitarían el contacto permanente entre ambos. No obstante, es una maniobra que conlleva una serie de dificultades que, en ocasiones, hacen imposible efectuar la maniobra de forma segura (especialmente en aguas desprotegidas y con mala mar) por alguna de las siguientes razones:

- Imposibilidad, en ciertos casos, de tomar la línea de remolque;
- Fuertes impactos de la proa del remolcador contra la plancha del espejo del buque (especialmente recibiendo la mar por la popa) o;
- Desgaste prematuro de la línea de remolque (riesgo de faltar) como consecuencia de los rozamientos a los que se ve sometida al trabajar muy por corto y con mucho ángulo.

Para evaluar la eficiencia de un remolcador convencional trabajando por la amura, por la aleta y sobre el espejo de popa *rudder tug mode* de un buque navegando (ver figura 7.42), se realizó una prueba real con el buque “*Baytown*” (57.720 tons de peso muerto y unos 10 m de calado), asistido por el remolcador convencional “*California*” de doble hélice y con una potencia de 7.200 CV (Brooks and Slough, 2001). Con el buque navegando a 5 nudos, derecho y con el timón a la vía, el buque paró los MM.PP. y se solicitó que el remolcador empujase con su máxima potencia en las tres posiciones anteriormente indicadas, y las velocidades de giro del buque registradas fueron las siguientes³⁹:

- Remolcador situado en la amura de babor: 3°/minuto⁴⁰;
- Remolcador situado en la aleta de estribor: 12°/minuto;
- Remolcador situado en el espejo de popa: 24°/minuto;

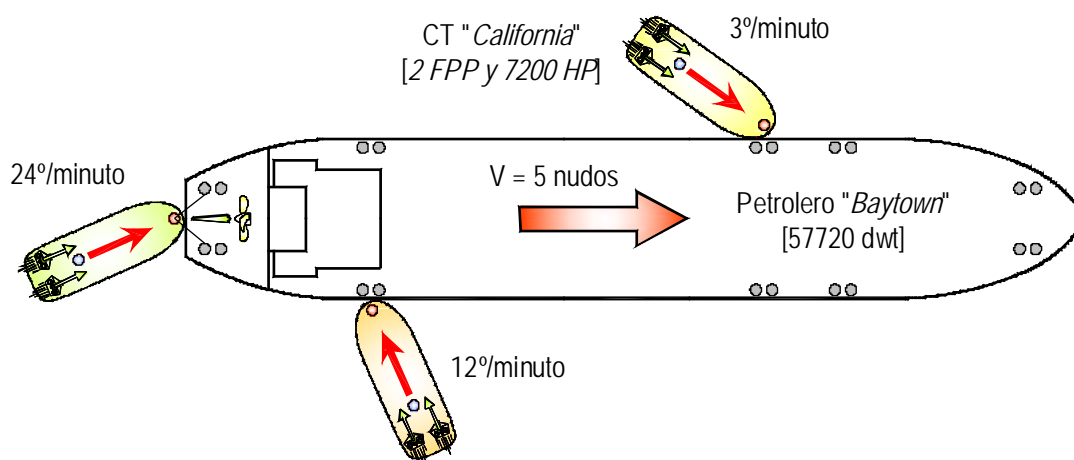


Figura 7.42 Representación de un remolcador convencional en distintas posiciones del petrolero para generarle un cambio de rumbo (Brooks and Slough, 2001, p. 225). Dibujo: Santiago I. Baniela.

³⁹ Durante las pruebas, el viento soplaba por la amura de babor del buque con una velocidad de unos 2 nudos.

⁴⁰ En esta situación, el remolcador no podía situarse con un ángulo respecto al costado del buque más grande de 30°, lo que provocaba que parte de su empuje generase una fuerza longitudinal hacia proa que incrementaba la velocidad del buque hasta los 5,6 nudos.

Los resultados empíricos demostraron claramente que el remolcador convencional prestaba la capacidad de escolta más alta trabajando con el método timón *rudder tug mode* sobre el espejo de popa del buque, siempre que la velocidad del buque no fuese excesiva, aunque la componente longitudinal de su empuje hace que el buque aumente su velocidad.

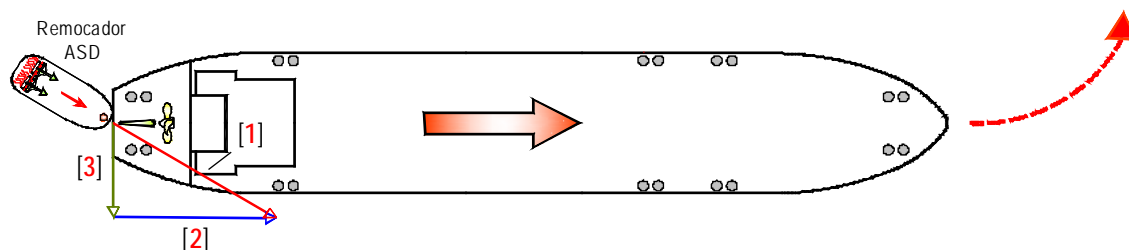


Figura 7.43 Descomposición de las fuerzas generadas por un remolcador ASD empleando el método *rudder tug*. Dibujo: Santiago I. Baniela.

Si se utiliza el método timón con un remolcador con propulsión omnidireccional, éste también se sitúa en contacto con el espejo de popa del buque y con el cabo de remolque firme, pasándolo a través de la guía “*staple*” del remolcador y de la guía tipo panamá situada en la línea de crujía del buque. En caso de una emergencia, si el remolcador tiene la potencia suficiente, puede asistir fácilmente al buque originando o contrarrestando una caída de rumbo a cualquier banda al empujar sobre el espejo de popa del buque en la dirección adecuada. De esta forma actúa de forma similar a un timón de grandes dimensiones instalado en la popa del buque, aunque inevitablemente producirá un aumento de su velocidad por la componente longitudinal hacia proa del empuje generado por el remolcador.

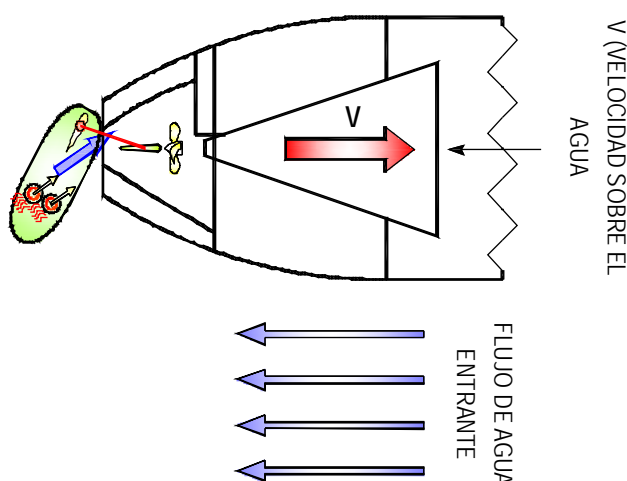


Figura 7.44 Remolcador tractor Voith con el método *rudder tug* empujando sobre la popa del buque (máquina atrás). Dibujo: Santiago I. Baniela.

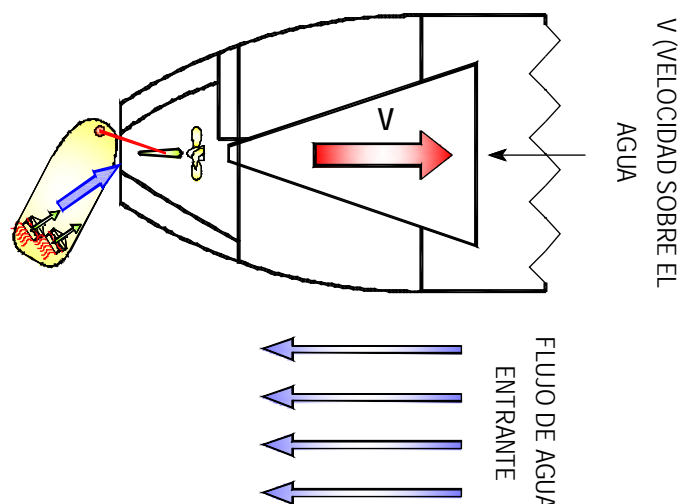


Figura 7.45 Remolcador ASD con el método rudder tug empujando sobre la popa del buque (máquina adelante). Dibujo: Santiago I. Baniela.

El remolcador, en lugar de empujar directamente sobre el espejo de popa del buque, también puede tirar de la línea de remolque hacia la banda contraria a la que se pretende la caída del buque o para contrarrestar el momento de giro a una banda. Además, si la velocidad del buque escoltado no es muy alta, también puede detener o aminorar su arrancada generando empuje en la dirección opuesta al desplazamiento, con el remolque muy por corto, tal y como se representa en la figura 7.46⁴¹, en la que el remolcador *tractor Voith* está dando máquina adelante y el convencional dando máquina atrás, con dos líneas de remolque dada a las esquinas de popa del buque (es una maniobra muy típica en algunos puertos de EE.UU. y en el Canal de Panamá).

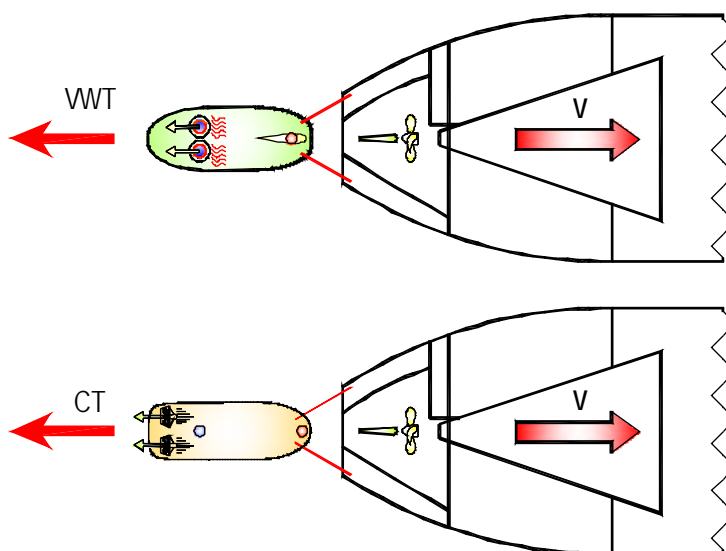


Figura 7.46 Remolcadores tractor Voith y convencional empleando el método rudder tug con dos líneas de remolque dadas a las esquinas de su popa. Dibujo: Santiago I. Baniela.

⁴¹ Un remolcador tipo *tractor* trabajaría dando máquina adelante y un *ASD* o convencional dando máquina atrás, aunque en este caso habría que tener en cuenta la pérdida de eficiencia de sus hélices al dar atrás.

En cuanto a los remolcadores con propulsión omnidireccional, es un método de asistencia que prácticamente ha caído en desuso debido a las ventajas, seguridad y eficacia que ofrecen los métodos directo e indirecto. Asimismo, al empujar sobre el espejo de popa del buque, se genera un empuje longitudinal hacia proa que aumenta su velocidad, lo cual no siempre es deseable.

Se trata del único método de escolta con el que, con grandes limitaciones, se puede utilizar un remolcador convencional, el cual no se debe utilizar, bajo ninguna circunstancia, con un remolque en línea por la popa de un buque con velocidad.

Los puntos de aplicación del empuje de un remolcador sobre el casco de un buque “*push point*” o “*tug-pushing areas*”, están situados (para evitar daños a la chapa del casco) en las zonas de los mamparos transversales o bulárcamas pero, normalmente, ninguno de estos puntos está marcado con el máximo *SWL* que pueden soportar, por lo que los operadores de los remolcadores desconocen este valor⁴² (European Tugowner Association & European Maritime Pilot’s Association, 2010, p. 4). Por tanto, es frecuente que no exista la suficiente información disponible que permita saber si los remolcadores pueden empujar sobre la estampa de popa del buque, por lo que sería recomendable que se tuviesen en cuenta los siguientes aspectos:

- Que los puntos de empuje “*push points*” estuviesen marcados claramente con el *SWL* (De Jong, 2014, p. 176);
- Que existiese información disponible a bordo del buque escoltado sobre la posibilidad de que el remolcador empuje directamente sobre el espejo de popa y;
- Que se tuviesen en cuenta los criterios anteriores durante la fase de diseño del remolcador y del buque.

7.8.9 MÉTODOS DIRECTOS “*DIRECT ARREST MODES*” Y DINÁMICOS “*DYNAMIC ARREST MODES*” DE ASISTENCIA DEL REMOLCADOR ROTOR TUG

7.8.9.1 Métodos directos “*direct arrest modes*”

En los métodos directos de asistencia, en los cuales el remolcador se mantiene en línea con la línea de remolque, se utiliza el sistema de propulsión del remolcador para generar directamente fuerzas de disminución de la arrancada cuando el remolcador trabaja alineado con la línea de crujía del buque. A bajas velocidades, el remolcador también puede trabajar con un ángulo oblicuo respecto al buque (abierto a una banda), en cuyo caso genera fuerzas de gobierno y de

⁴² Debemos tener en cuenta que un remolcador empujando con su máxima potencia sobre un área del casco del buque inferior a 1 m² puede llegar a ejercer una presión de más de 70 tons y solamente las defensas portuarias están diseñadas para soportar esta presión.

disminución de la arrancada. Teniendo esto en cuenta, el remolcador *Rotor Tug* utiliza generalmente los siguientes métodos directos (Van Kasteren, 2012, p. 6):

- *Reverse arrest*;
- *Transverse arrest*.

7.8.9.1.1 *Reverse arrest*

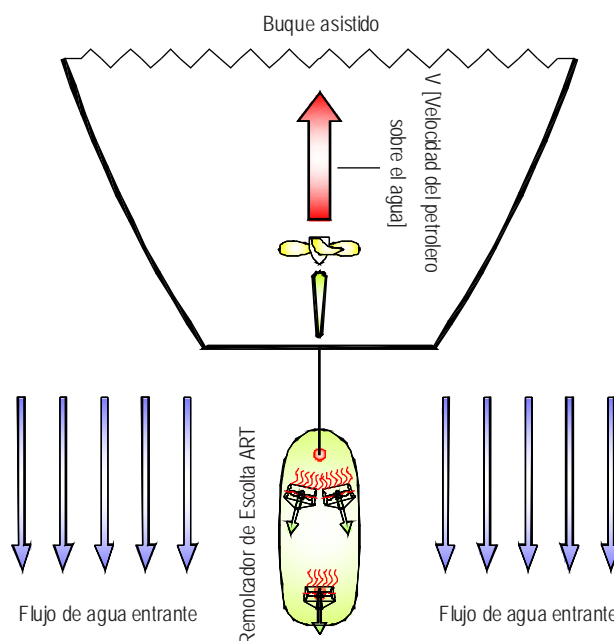


Figura 7.47 Remolcador Rotor Tug empleando el método *reverse arrest* sobre el punto de remolque de proa (Van Kasteren, 2012, p. 6). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Tal y como se representa en la figura 7.47, las fuerzas de retardo, frenado o de disminución de la arrancada se generan por el empuje de las tres hélices acimutales trabajando en contra del flujo de agua (dirección opuesta al desplazamiento), manteniéndose el remolcador en línea con la línea de remolque y por la popa cerrada del buque.

Este método es aplicable para velocidades de avance de hasta aproximadamente 7 nudos como máximo, alcanzándose fuerzas de frenado de 1,25 veces el *bollard pull* estático del remolcador. Por encima de los 7 nudos se produce el riesgo de sobrecargar los motores, por lo que a estas velocidades se utiliza el método conocido como *transverse arrest*.

7.8.9.1.2 Transverse arrest

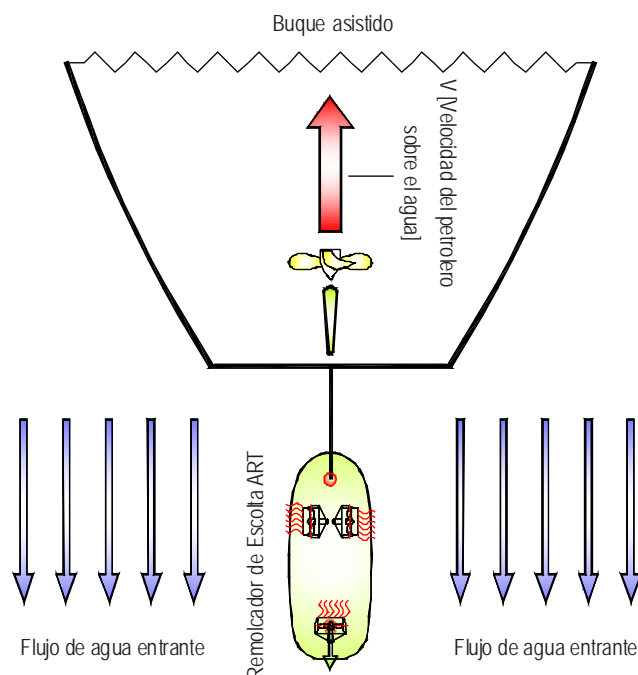


Figura 7.48 Remolcador Rotor Tug empleando el método transverse arrest sobre el punto de remolque de proa (Van Kasteren, 2012, p. 6). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Como puede observarse en la figura 7.48, las fuerzas de retardo o disminución de la arrancada se generan girando las dos hélices acimutales de proa 90° hacia afuera respecto a la línea de crujía del remolcador (y del buque asistido) para aplicar potencia, de tal forma que originan un vacío entre ambas que detienen la arrancada del buque de forma más sencilla que dando atrás toda. Tal y como vimos en los métodos de asistencia con remolcadores *ASD* y *tractor-Z*, la “pared de agua” que se crea en cada lado del remolcador disminuye realmente la arrancada del buque sin el riesgo de sobrecargar los motores.

La fuerza de retardo se incrementa de forma más o menos lineal con la velocidad, por lo que es el método más eficiente a altas velocidades, superando las fuerzas de frenado que se generan con el método *reverse arrest* aproximadamente a 7-8 nudos, con la ventaja de que no existe el riesgo de sobrecarga en los motores a cualquier velocidad.

Con este método, el remolcador solamente puede utilizar las dos hélices acimutales de proa por lo que la hélice de popa puede utilizarse del mismo modo que en el método *reverse arrest*, es decir, generando empuje en la dirección opuesta al desplazamiento, prestando especial atención a la posibilidad de sobrecargar el motor a velocidades superiores a los 8 nudos.

7.8.9.2 Métodos dinámicos “dynamic arrest modes”

Al igual que los otros remolcadores con propulsión omnidireccional, con los métodos dinámicos de asistencia, el remolcador *Rotor Tug* gobierna para situarse con un determinado ángulo de ataque o deriva respecto a la dirección del flujo de agua, de tal modo que las fuerzas hidrodinámicas del flujo de agua actuando sobre el casco y apéndices junto con las fuerzas de empuje del sistema de propulsión son las que se utilizan para originar las grandes fuerzas de gobierno y frenado. Básicamente, los métodos dinámicos empleados por este remolcador son los siguientes (Van Kasteren, 2012, p. 7):

- Método indirecto “*indirect mode*”
- Método combinado “*combination mode*”

7.8.9.2.1 Método indirecto

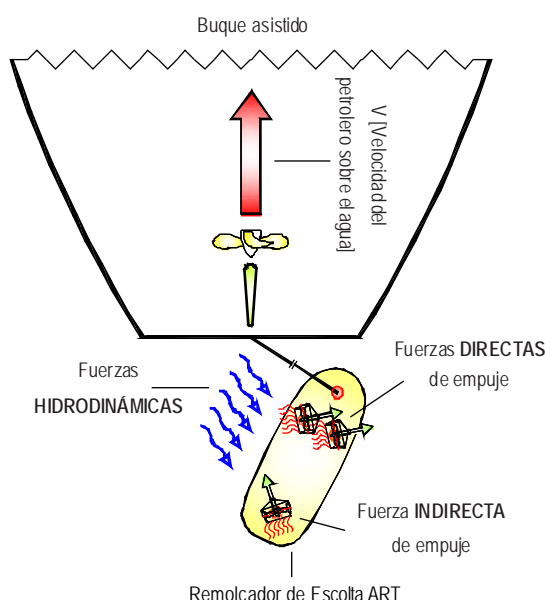


Figura 7.49 Remolcador *Rotor Tug* empleando el método indirecto de remolque escolta sobre el punto de remolque de proa (Van Kasteren, 2012, p. 7). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Con este método, la hélice acimutal de popa se utiliza para orientar y posicionar el remolcador en la posición adecuada con un ángulo oblicuo respecto a la dirección del flujo de agua (método indirecto), de tal forma que la fuerza sobre el remolque se genera por la fuerza lateral hidrodinámica del casco del remolcador junto con las fuerzas de empuje de las dos hélices acimutales de proa tirando directamente en la dirección del remolque (método directo).

Hasta un ángulo de ataque de 45°, el costado del remolcador se desliza a través del agua y su casco actúa como un timón de grandes dimensiones “*rudder effect*”, pudiendo generar fuerzas

sobre el remolque que superan su *bollard pull*⁴³. Es una maniobra que requiere un nivel alto de adiestramiento por parte del capitán del remolcador ya que, si se realiza de forma incorrecta, puede dar la vuelta. En caso de emergencia, no obstante, si el remolcador disminuye el empuje aplicado, siempre gobernará por sí mismo hasta situarse en una posición segura por la popa del buque y con el cabo de remolque orientado en la prolongación de su línea de crujía, con la consiguiente disminución de la fuerza ejercida sobre la línea de remolque.

7.8.9.2.2 Método combinado

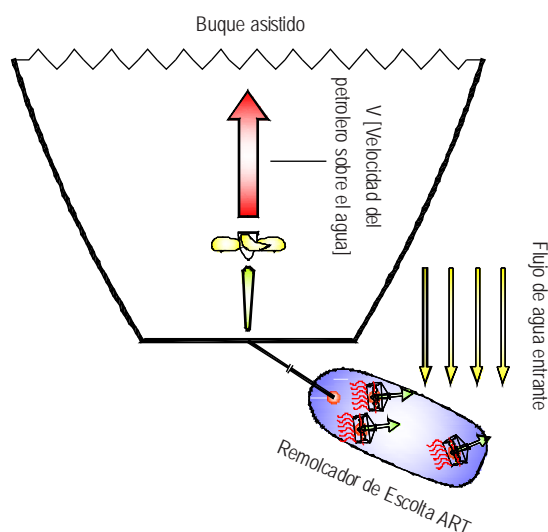


Figura 7.50 Remolcador Rotor Tug empleando el método combinado de remolque escolta sobre el punto de remolque de proa (Van Kasteren, 2012, p. 7). Dibujo: Santiago I. Baniela.

En el método combinado las tres hélices acimutales se orientan casi de forma perpendicular a la dirección del flujo de agua, produciéndose un fenómeno similar al que tiene lugar cuando se emplea el método *transverse arrest*, generando unas fuerzas de empuje que se suman a la fuerza hidrodinámica generada por el casco atravesado respecto al flujo de agua. Por tanto, las hélices se utilizan para situar al remolcador en la posición adecuada respecto a la dirección del flujo de agua y también para generar fuerzas sobre el remolque.

Las principales ventajas que proporciona este método de escolta, y que por tanto contribuyen a aumentar la seguridad son, por un lado, un intervalo mayor de aplicación de las fuerzas de gobierno a bajas velocidades y por otro, ángulos de escora a altas velocidades más pequeños⁴⁴.

⁴³ Las fuerzas hidrodinámicas incidiendo sobre el casco del remolcador pueden generar fuerzas sobre el remolque que superen el 160% de su *bollard pull*.

⁴⁴ En las pruebas de modelo con este método de asistencia efectuadas con el remolcador de la serie ART 85-35 se registraron escoras de tan solo 6°, a diferencia de los 13° o la inmersión de la cubierta en el agua con los métodos indirectos (Allan, Barber and Van Kasteren, 2012, p. 167).

7.8.10 ANÁLISIS COMPARATIVO DE LOS DISTINTOS MÉTODOS DE ASISTENCIA DE ESCOLTA ENTRE EL REMOLCADOR *ROTOR TUG* Y EL RESTO DE REMOLCADORES DE ESCOLTA TÍPICOS (*TRACTOR VOITH* Y *ASD*)

Dada la importancia que en principio se desprende de las capacidades del remolcador *Rotor Tug* en las asistencias portuarias y de escolta, y dada nuestra intención de encontrar un remolcador versátil y muy eficiente para ambas operaciones, se hizo un esfuerzo en la búsqueda de información de la cual se puedan desprender, del modo más objetivo posible, elementos de juicio que nos permitan formular una propuesta fundamentada. Consecuentemente, se estima que uno de los estudios más completos fue el realizado con modelos en el centro experimental marítimo *Vienna Model Basin* en Austria para determinar los efectos de las diferentes opciones de diseño (tipos de quillones y situaciones de los puntos de remolque) en las capacidades del remolcador *Rotor Tug*⁴⁵, cuyos resultados, por su interés, se muestran a continuación (Van Kasteren, 2012, pp. 8-10).

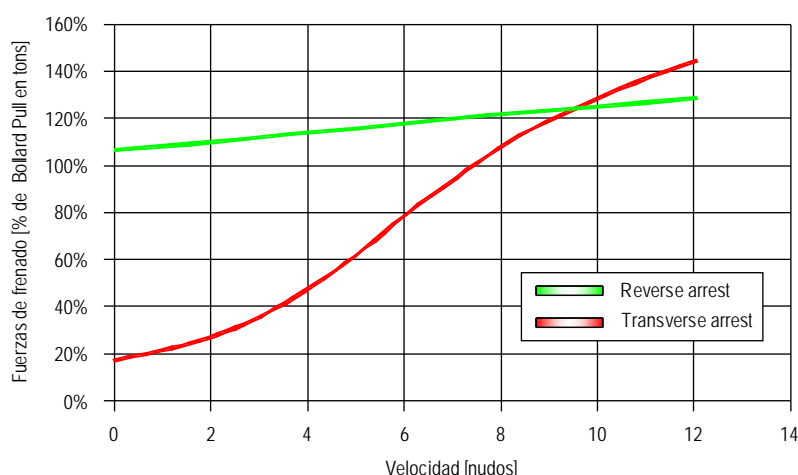


Figura 7.51 Fuerzas de disminución de la arrancada de un remolcador *Rotor Tug* empleando los métodos directos de asistencia en función del bollard pull (Van Kasteren, 2012, p. 8). Dibujo: Santiago I. Baniela.

En el gráfico de la figura 7.51 se representan las fuerzas registradas de disminución de la arrancada o frenado, en porcentaje de *bollard pull*, en función de la velocidad, generadas por un remolcador *Rotor Tug* empleando los dos métodos directos, *reverse* y *transverse arrest*. Se confirma que, tal y como hemos visto al analizar los métodos de asistencia de los remolcadores *ASD*, el *reverse arrest* es más efectivo a bajas velocidades, y a medida que aumenta la

⁴⁵ Concretamente, uno de los diseños con los que se experimentó fue el *ART 85-35* (85 tons de *bollard pull* y 35 m de eslora) que estaba destinado a prestar servicio en las asistencias portuarias y de remolque escolta, efectuando una navegación activa “*tethered*” a *bulk carriers* a una distancia de 10 millas de la costa de Port Hedland, Australia Occidental.

velocidad, se incrementa el riesgo de sobrecargar los motores por lo que resulta más eficiente el método *transverse arrest* (predominante a partir de los 9 nudos).

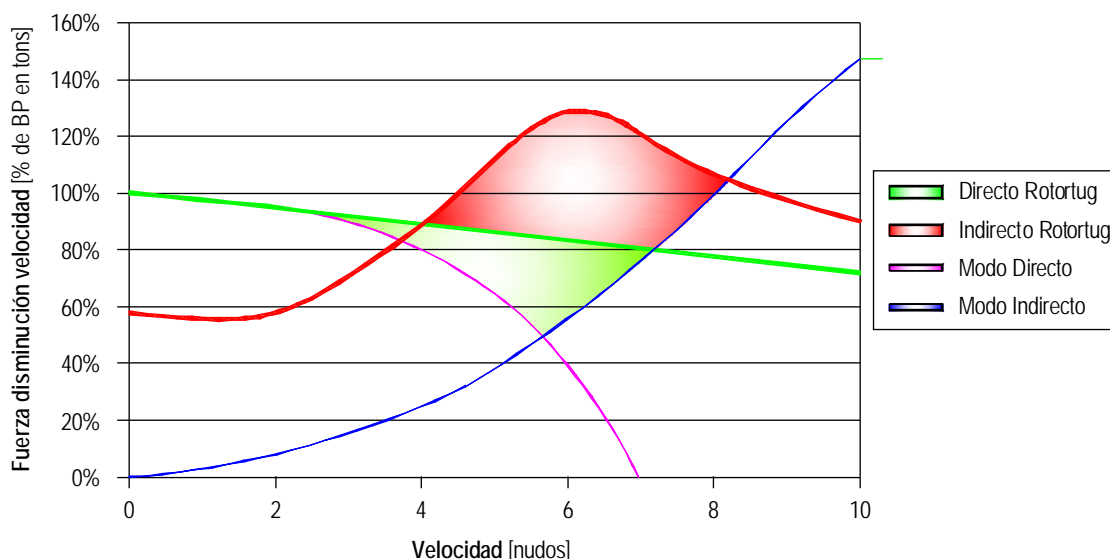


Figura 7.52 Fuerzas de gobierno generadas por un remolcador típico de escolta (tractor Voith o ASD) y un Rotor Tug con los métodos directo e indirecto (Jansen, 2013, p. 73). Dibujo: Santiago I. Baniela.

En el gráfico de la figura 7.52 se comparan las fuerzas de gobierno, en porcentaje de *bollard pull*, generadas por el remolcador *Rotor Tug* empleando los métodos directo e indirecto en función de la velocidad⁴⁶, con las fuerzas de gobierno generadas por un remolcador típico de escolta (tractor *Voith* o *ASD*) empleando los mismos métodos. De este gráfico y de las pruebas experimentales efectuadas se concluye lo siguiente:

- El remolcador *Rotor Tug*, gracias a la configuración de su sistema de propulsión con dos hélices acimutales a proa y una a popa, es capaz de generar fuerzas de gobierno utilizando el método directo a altas velocidades y con el método indirecto a bajas velocidades (este último también conocido como “*rotoring*”) lo que permite que el práctico tenga un mayor control del buque asistido en todo el rango de velocidades entre 10-0 nudos;
- Las dos hélices acimutales de proa del remolcador *Rotor Tug* pueden generar tensión sobre el remolque a bajas velocidades mientras que la hélice de popa se utiliza para situar el remolcador en la posición adecuada respecto a la dirección del remolque y del flujo de agua;

⁴⁶ El ángulo de escora límite se correspondía con la inmersión de la cubierta en el agua (una escora de aproximadamente 13°). En cualquier caso, la filosofía de *Rotor Tug* es que el ángulo de escora en el cual la cubierta se sumerge en el agua se corresponde con el ángulo máximo de escora de trabajo en condiciones seguras.

- El remolcador *Rotor Tug* genera grandes fuerzas de gobierno sin necesidad de disponer de una gran superficie lateral del casco y, por tanto, sin restringir su maniobrabilidad en las asistencias portuarias;
- En verde se representa el incremento que supone, en la generación de fuerzas de gobierno, la utilización del remolcador *Rotor Tug* con el método directo de asistencia con respecto al remolcador típico de escolta (*tractor Voith* o *ASD*), y en rojo el incremento con el método indirecto;
- El remolcador *Rotor Tug* escoltando a un buque con los métodos directo / combinado genera fuerzas de gobierno alcanzando solamente un ángulo máximo de escora de en torno a 7° ya que la línea de remolque permanece alineada con la línea de crujía del remolcador, lo que origina una mayor seguridad;
- Entre 8-4 nudos, debido a la disposición en forma de triángulo isósceles de sus propulsores, el remolcador *Rotor Tug* genera fuerzas de gobierno superiores a los remolcadores típicos de escolta *tractor Voith* o *ASD* (tanto con el método directo como con el indirecto), los cuales generan las fuerzas de gobierno casi únicamente por el flujo de agua incidiendo sobre la obra viva del remolcador empleando el método indirecto y utilizando la propulsión para adoptar un ángulo de ataque efectivo;
- El remolcador *Rotor Tug* es capaz de generar fuerzas sobre el remolque desde ángulos pequeños de ataque respecto al flujo de agua, que se traduce en tiempos de respuesta a las órdenes del práctico menores que los remolcadores típicos de escolta *tractor Voith* o *ASD*;
- Entre 6-10 nudos, habitualmente a los remolcadores se les exige la generación de las máximas fuerzas de gobierno, y a velocidades superiores a los 10 nudos, será predominante la demanda de fuerzas de frenado. Por tanto, si el remolcador *Rotor Tug* tuviese que intervenir a velocidades superiores a 10 nudos, podría aplicar el método directo *transverse arrest* con el que se alcanzan fuerzas de frenado de hasta el 150% el *bollard pull* hasta reducir la velocidad;
- En el remolcador *Rotor Tug* el cambio de método de asistencia entre el indirecto y directo o combinado es una maniobra más sencilla y segura que en los remolcadores típicos de escolta *tractor Voith* o *ASD*;
- El *Rotor Tug* es un remolcador versátil, multipropósito, con capacidades para el remolque de escolta y más seguro para la tripulación durante las operaciones de emergencia. Además, dispone de una maniobrabilidad superior para las asistencias portuarias al no verse limitado por los grandes apéndices típicos de los que constan los remolcadores de escolta *tractor Voith* o *ASD*. Se considera que los remolcadores con

una eslora superior a 37 m son demasiado grandes para operar también en las zonas portuarias (Jansen, 2012, p. 4) y;

- La capacidad de un remolcador de escolta para generar fuerzas de gobierno y frenado en el menor tiempo posible mientras está con el cabo de remolque dado y cambiando de posición de babor a estribor del buque asistido, o viceversa, es de suma importancia ya que el remolque de escolta se realiza en zonas restringidas y a altas velocidades, circunstancia para la que el remolcador *Rotor Tug* es muy eficiente.

7.8.11 EL MÉTODO DE ASISTENCIA “*ROTORING*” DEL REMOLCADOR *ROTOR TUG*

La asistencia a los buques durante su paso por zonas muy restringidas como puentes, esclusas y acceso a diques secos supone, para los remolcadores, un reto adicional con respecto a las asistencias portuarias, por lo que es en estas circunstancias cuando su intervención se vuelve más necesaria. Sin embargo, debido al espacio de maniobra tan reducido de que se dispone en estos casos, los remolcadores con dos propulsores situados en una de las cabezas (a proa en los tipo *tractor* y a popa en los *ASD*) no pueden prestar la asistencia todo el tiempo ya que siempre necesitan mantener la línea de remolque alineada con sus propulsores, lo que les obliga a reposicionarse en la dirección adecuada antes de ejercer fuerzas sobre el remolque o directamente no pueden tirar en la dirección solicitada por la falta de espacio disponible. Este es el caso que se representa en las figuras 7.53, 7.54 y 7.55 durante la asistencia a un buque en su paso por una esclusa con el viento soplando por su costado de estribor, donde a los remolcadores *tractor Voith*, *tractor-Z* y *ASD* les resulta imposible mantener al buque dentro de los márgenes disponibles (que se corresponden aproximadamente con la manga del buque).

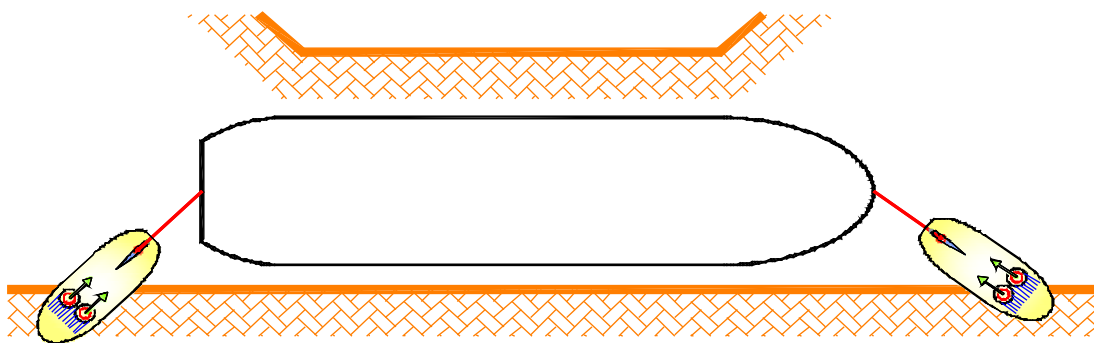


Figura 7.53 Remolcadores tractor Voith asistiendo a un buque durante su paso por una esclusa (Jansen, 2013, p. 73). Dibujo: Santiago I. Baniela.

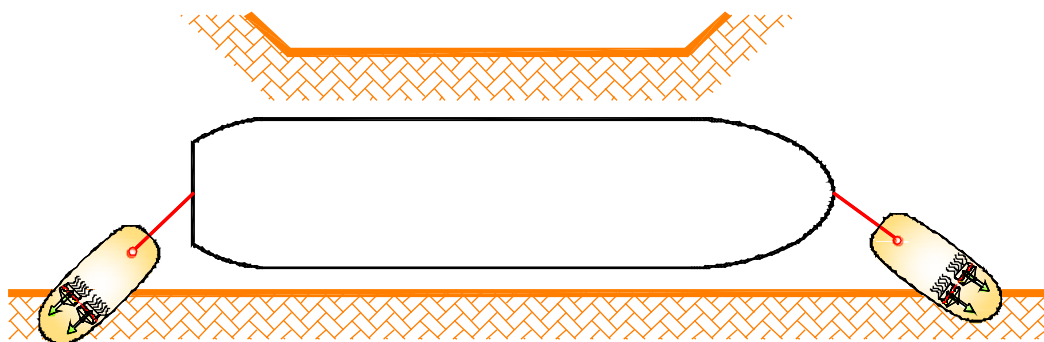


Figura 7.54 Remolcadores tractor-Z asistiendo a un buque durante su paso por una esclusa (Jansen, 2013, p. 73). Dibujo: Santiago I. Baniela.

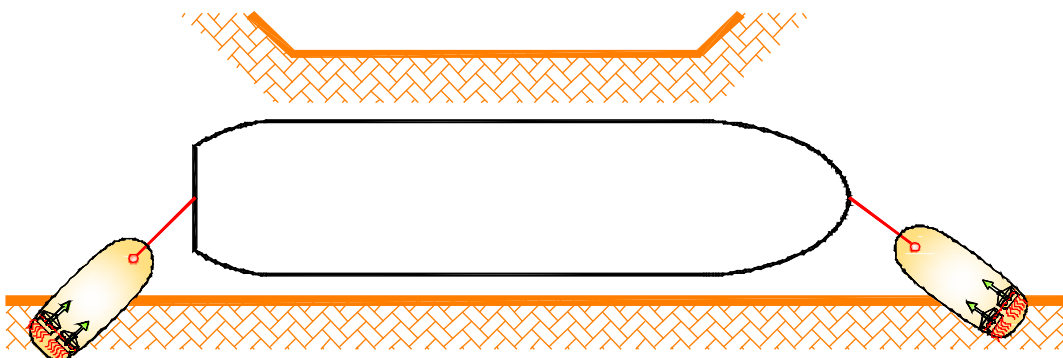


Figura 7.55 Remolcadores ASD asistiendo a un buque durante su paso por una esclusa (Jansen, 2013, p. 73). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Por otra parte, los grandes apéndices del casco y la gran superficie lateral de las obras vivas de estos remolcadores, tan beneficiosos cuando trabajan con el método indirecto de remolque de escolta, son un hándicap importante en su capacidad de maniobra en estas asistencias por la inestabilidad de rumbo que presentan cuando inciden sobre los mismos los filetes líquidos de la hélice del buque asistido cuando emplea su máquina.

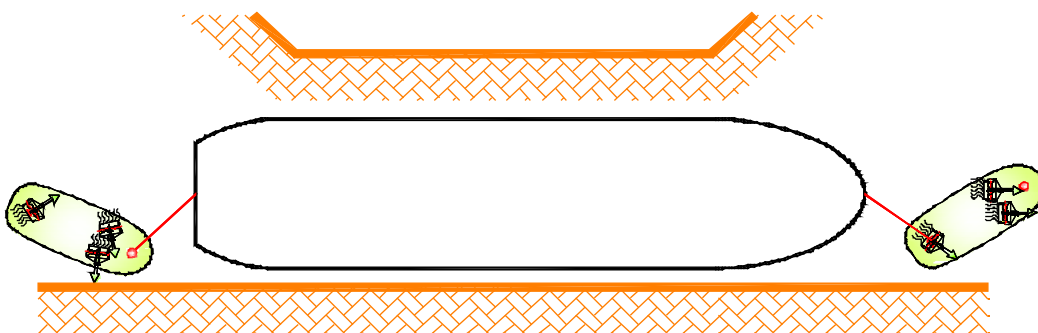


Figura 7.56 Navegación de un buque por una esclusa con dos remolcadores Rotor Tug con el viento soplando por el costado de estribor (Allan, 2014a, p. 23). Dibujo: Santiago I. Baniela.

A bajas velocidades, el método “rotoring” empleado por el remolcador *Rotor Tug* le permite generar fuerzas de gobierno permanentemente y sin sobrepasar la manga del buque asistido

mientras navega a través de zonas muy restringidas como pasos estrechos, canales, esclusas o entrada en dique seco, tal y como se representa en la figura 7.56. Es decir, a diferencia de los remolcadores con dos propulsores situados en una de las cabezas los cuales, durante un periodo relativamente corto de tiempo del tránsito pierden el control del buque asistido, el remolcador *Rotor Tug* lo mantiene durante el tránsito completo generando fuerzas transversales o de gobierno gracias al control avanzado del empuje omnidireccional permanente que le proporciona el hecho de disponer de hélices en ambas cabezas. Además, la ausencia de grandes apéndices en su casco le permite disponer de mayor maniobrabilidad mientras trabaja en las proximidades de la popa del buque asistido al no verse influenciados por la estela de su hélice.

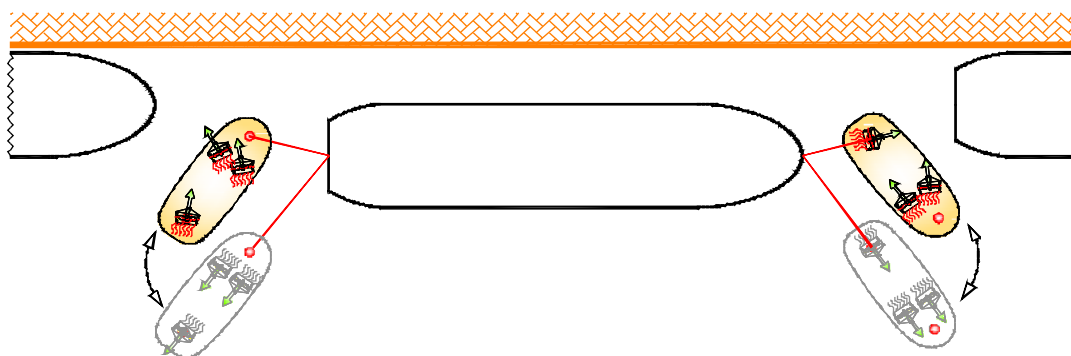


Figura 7.57 Maniobra de atraque de un buque en un espacio reducido con dos remolcadores Rotor Tug empleando el método “rotoring” (Allan, 2014a, p. 23). Dibujo: Santiago I. Baniela.



Figura 7.58 Maniobra de aproximación al atraque de un buque con dos remolcadores Rotor Tug empleando el método “rotoring” (Kooren, 2010, p. 5). Dibujo: Santiago I. Baniela.

El método “rotoring” también puede utilizarse durante las maniobras de atraque del buque al muelle haciendo uso del control permanente de la potencia disponible en cualquier dirección. Para ello, tal y como se aprecia en las figuras 7.57 y 7.58, con las líneas de remolque dadas y firmes, los remolcadores aproximan al buque asistido hacia el muelle y lo mantienen en posición hasta que se hace firme un cabo a tierra, sin sobrepasar la manga del buque y sin necesidad de empujar sobre su costado “*push-pull method*”, de tal forma que se reduce o elimina el riesgo de producir averías en las chapas del costado del buque asistido y del remolcador, especialmente en situaciones de mar tendida. Durante esta maniobra, las estelas de

las hélices del remolcador no impactan contra el casco del buque, por lo que la maniobra y el control del buque asistido resulta mucho más eficiente. El control de la velocidad transversal del buque asistido es crítico durante esta fase de la maniobra, y en este sentido, el hecho de que el remolcador pueda generar hasta el 60% del *bollard pull* trabajando dentro de los límites de la manga del buque resulta muy relevante (Jansen, 2013, p. 74).

En cambio, en estas maniobras los remolcadores *ASD* y tipo *tractor* se ven obligados a reposicionarse para aproximar el buque al muelle, largando los cabos de remolque y situándose por el costado opuesto al muelle en la posición adecuada para empujar y aproximar al buque paralelamente al atraque (ver figuras 7.59 y 7.60). De esta forma, mientras los remolcadores se colocan en la posición adecuada para empujar, el buque queda temporalmente sin asistencia un tiempo que puede ser crítico a la hora de evitar un accidente, especialmente en situaciones de viento y/o corriente de gran intensidad.

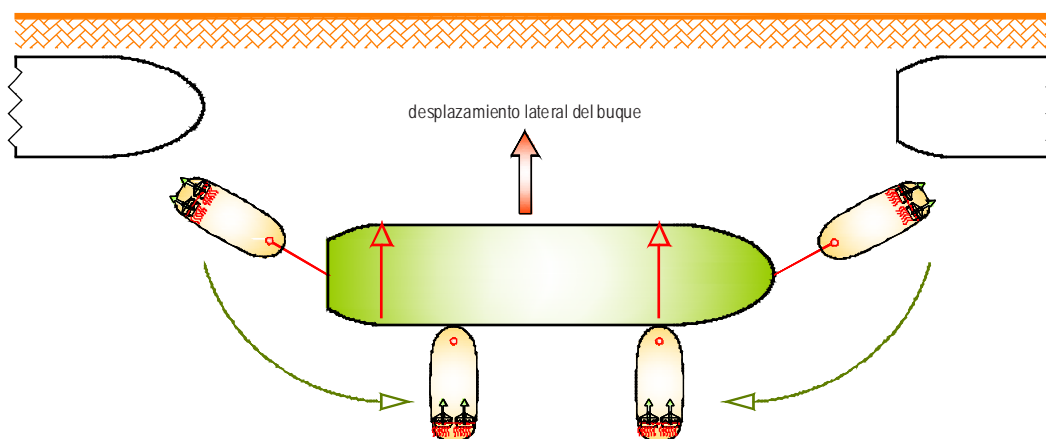


Figura 7.59 Maniobra de atraque de un buque en un espacio reducido con dos remolcadores *ASD* (Kooren, 2010, p. 5). Dibujo: Santiago I. Baniela.

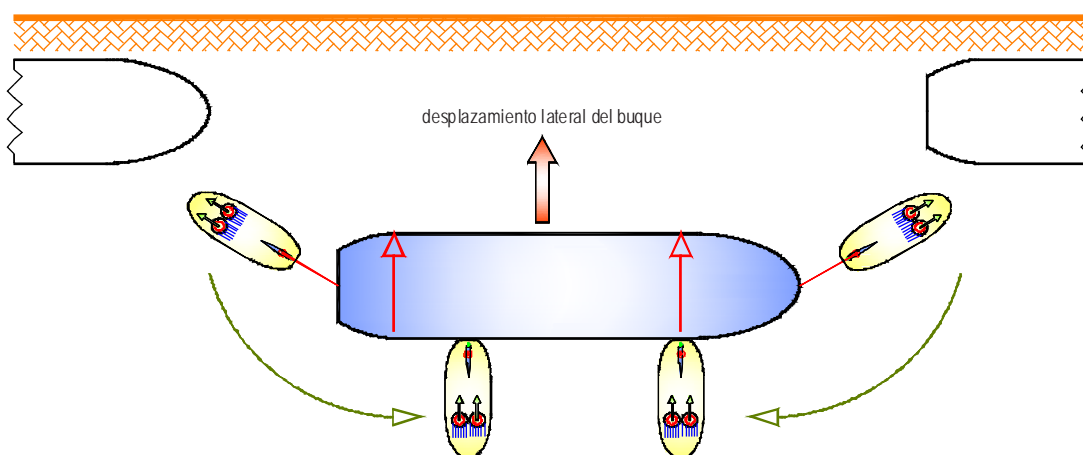


Figura 7.60 Maniobra de atraque de un buque en un espacio reducido con dos remolcadores tipo tractor (Kooren, 2010, p. 5). Dibujo: Santiago I. Baniela.

7.8.12 COMPARACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE LA ASISTENCIA DE ESCOLTA DEL REMOLCADOR *ROTOR TUG* RESPECTO AL RESTO DE REMOLCADORES TÍPICOS DE ESCOLTA SEGÚN DIAGRAMAS POLARES

Los diseñadores e ingenieros navales tienen tendencia a hablar “largo y tendido” sobre las ventajas de sus propios diseños, para lo cual presentan una cantidad ingente de datos que describen el comportamiento de los mismos. No obstante, es muy raro encontrar estudios en los que se compare el comportamiento de distintos remolcadores, por lo que lo primero que cabría preguntarnos es la potencia y fuerza de gobierno que necesitan generar para realizar la maniobra de escolta de forma segura. En la tabla de la figura 7.61 se incluyen las fuerzas de gobierno necesarias para llevar a cabo la maniobra de oponerse a la caída a una banda del buque asistido aplicada a diferentes buques navegando a 10 nudos, los cuales presentan una avería con el timón metido 15° a una banda.

Tipo de buque escoltado	Fuerza de gobierno a 10 nudos (kN)	Fuerza de gobierno a 10 nudos (tons)
<i>Bulk carrier Handymax</i>	393	40
<i>Bulk carrier Panamax</i>	589	60
Petrolero <i>Suezmax</i>	863	88
Petrolero <i>VLCC</i>	1.138	116
Gasero de 30.000 m ³	314	32
Gasero de 60.000 m ³	422	43

Figura 7.61 Fuerza de gobierno requerida para la maniobra de oposición con el timón del buque metido 15° a una banda (Jansen, 2012, p. 1).

Los parámetros analizados en el remolque de escolta (fuerza de gobierno, fuerza de frenado, tiempo de reacción⁴⁷ y velocidad del buque) pueden obtenerse de un diagrama polar que, aunque pueden resultar difíciles de interpretar, contienen gran cantidad de información y para ello, tal y como se observa en la figura 7.62, se representan las fuerzas sobre la línea de remolque (gobierno y frenado) y el ángulo de la línea de remolque respecto a la línea de crujía del buque asistido.

⁴⁷ Tiempo que transcurre desde que se produce la avería a bordo del buque asistido hasta que el remolcador de escolta empieza a aplicarle fuerzas efectivas. Aunque generalmente las Sociedades de Clasificación utilizan como criterio el tiempo (en segundos), algunos autores prefieren utilizar el ángulo de la línea de remolque con el cual se generan las máximas fuerzas de gobierno y frenado, de tal forma que se elimina cualquier discusión respecto a la longitud de la línea de remolque.

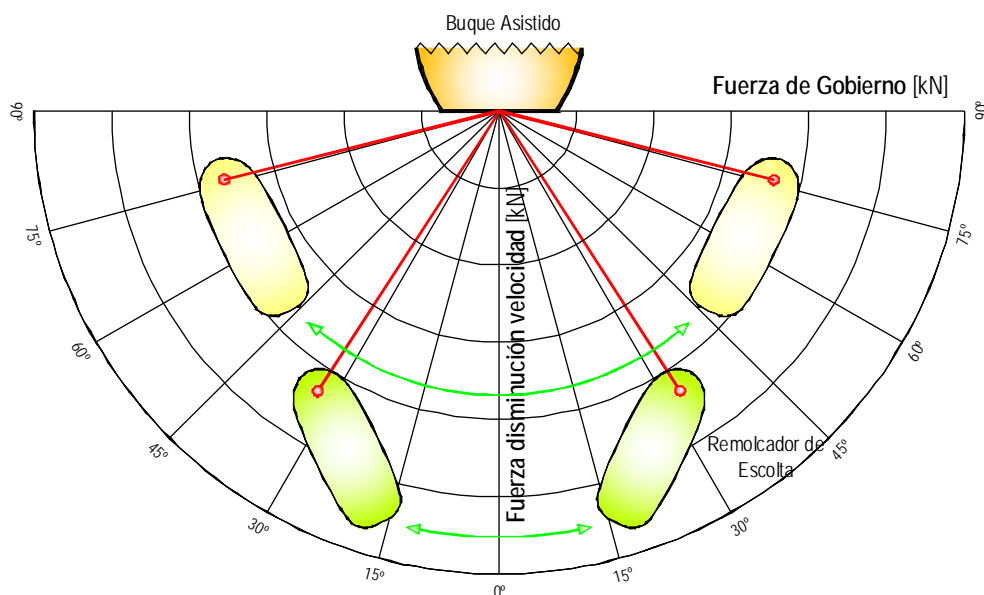


Figura 7.62 Diagrama polar mostrando las posibles posiciones de un remolcador de escolta con la línea de remolque firme al buque asistido (Jansen, 2012, p. 2). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Los parámetros comentados anteriormente son los que de forma habitual se analizan en el remolque de escolta, trasladándose al diagrama polar de la siguiente forma:

- Las máximas fuerzas de frenado se corresponden con el máximo valor del eje - y;
- Las máximas fuerzas de gobierno se corresponden con el máximo valor del eje - x;
- El tiempo de reacción se representa como el ángulo de la línea de remolque con el cual se generan las máximas fuerzas de gobierno y frenado. No obstante, la *IACS* (International Association of Classification Societies) recomienda ángulos máximos de la línea de remolque de 60° para la obtención de las máximas fuerzas de gobierno⁴⁸ y;
- Realmente para cada velocidad se necesitaría un diagrama polar, aunque en un mismo diagrama se pueden representar las fuerzas correspondientes a diferentes velocidades.

En la figura 7.63 se comparan las fuerzas de gobierno y frenado generadas por un remolcador *ASD* y un *Rotor Tug* (*ART 80-32*) trabajando sobre el punto de remolque de proa, en función del ángulo de la línea de remolque y a 10 nudos. Ambos representan a los típicos remolcadores portuarios de gama alta o multipropósito que de forma ocasional efectúan remolques de escolta. Se deduce que gracias a los principios combinados de generación de empuje directo de los propulsores, interacción de estela y las fuerzas hidrodinámicas sobre el casco, el *Rotor Tug* genera fuerzas de gobierno significativamente más altas que el *ASD* a pequeños ángulos de la

⁴⁸ Cuanto más pequeño sea el ángulo de la línea de remolque respecto al buque asistido con el que se generan las fuerzas necesarias sobre el remolque, menor será el tiempo de respuesta del remolcador ante situaciones de emergencia.

línea de remolque, que se traduce en un menor tiempo de reacción y por tanto una mayor seguridad a igualdad de la longitud de la línea de remolque⁴⁹.

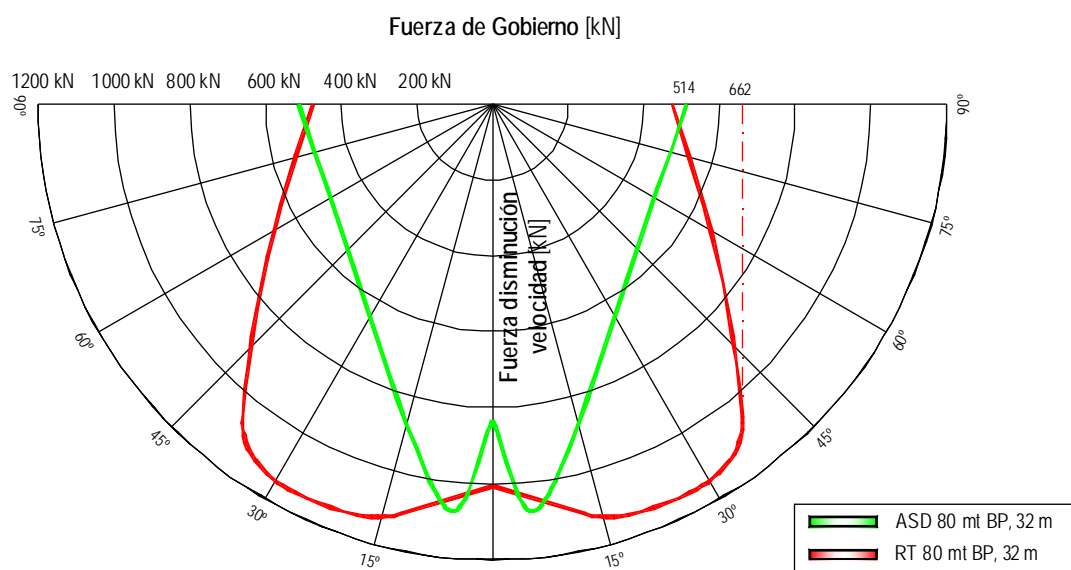


Figura 7.63 Diagrama polar de un remolcador ASD y un Rotor Tug (trabajando con su punto de remolque de proa) a 10 nudos de velocidad (Jansen, 2012, p. 3). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Además, el remolcador *Rotor Tug* genera las máximas fuerzas de gobierno con la línea de remolque abierta 40° respecto a la línea de crujía del buque, mientras que el *ASD* lo consigue a 90°, y en este sentido, la *IACS* recomienda que el ángulo máximo factible de la línea de remolque para conseguir las máximas fuerzas de gobierno sea de 60°, lo que resulta una ventaja clara en favor del remolcador *Rotor Tug* (Jansen, 2012, pp. 3-4).

Por tanto, se demuestra claramente que el remolcador *Rotor Tug* es un remolcador muy válido para aquellos proyectos en los que se requieran remolcadores versátiles y potentes, haciendo frente a las enormes fuerzas de gobierno y frenado que actualmente demandan los grandes buques que se encuentran navegando por todo el mundo (las operaciones en tándem⁵⁰ no siempre son una solución factible).

⁴⁹ Con este remolcador *Rotor Tug* (ART 80-32) se podría controlar el momento de giro de buques *VLGC* y *bulk carriers* tipo *Panamax* con el timón metido 15° a una banda (maniobra de oponerse a la caída a una banda del buque asistido) a 10 nudos, para lo cual se requieren 589 kN de fuerza de gobierno.

⁵⁰ Maniobra que, tal y como se ha visto, consiste en utilizar dos remolcadores más pequeños para trabajar simultáneamente con sus respectivas líneas de remolque firmes a los extremos del espejo de popa del buque escoltado, de tal forma que, si operan de forma coordinada, pueden igualar las prestaciones de un remolcador de escolta de grandes dimensiones y muy potente.



Figura 7.64 Remolcador Rotor Tug diseño ART 110-37 (Jansen, 2012, p. 9).

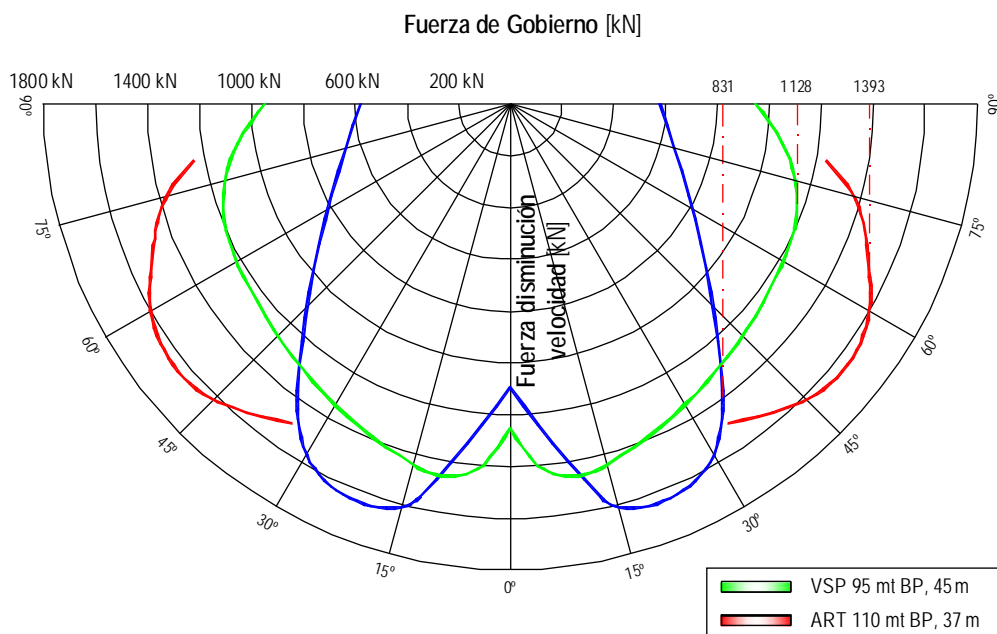


Figura 7.65 Diagrama polar comparativo entre la eficiencia del remolcador Rotor Tug ART 110-37 y un remolcador de escolta tractor Voith (Jansen, 2012, p. 5). Dibujo: Santiago I. Baniela.

En la figura 7.65 se incluye el diagrama polar de uno de los remolcadores *Rotor Tug* más potentes y versátiles diseñados por *Robert Allan Ltd.* hasta el momento (ART 110-37) de 110 tons de *bollard pull*, 37 m de eslora y equipado con un quillón a popa retráctil, comparado con las capacidades de un remolcador de escolta tractor *Voith* de 95 tons de *bollard pull* y 45 m de eslora, tanto para generar fuerzas de gobierno como para disminuir la arrancada del buque escoltado. Se observa que las fuerzas de gobierno generadas por el *Rotor Tug* superan ampliamente a las generadas por el tractor *Voith*.


Según este diagrama polar, el remolcador multipropósito *Rotor Tug* con su fuerza máxima de gobierno de 1.393 kN podría mantener sobre la derrota a un *VLCC* a 10 nudos con el timón metido 15° a una banda, mientras que un remolcador específico de escolta *tractor Voith* (fuerza máxima de gobierno 1.128 kN) no podría ya que sería necesaria una fuerza de al menos 1.138 kN. Además, el remolcador *Rotor Tug* puede trabajar de forma eficiente en las asistencias portuarias, ofreciendo una mayor flexibilidad. Por tanto, con una inversión de capital un 20% menor respecto al remolcador *tractor Voith* de referencia, el *Rotor Tug* es una solución útil, económica y eficiente para la reducción de los riesgos de la navegación en zonas protegidas (Jansen, 2012, pp. 5-6).


7.9 ESTUDIO COMPARATIVO DE LAS CAPACIDADES DE LOS REMOLCADORES CON PROPULSIÓN OMNIDIRECCIONAL MÁS POTENTES DE LA ACTUALIDAD EN BASE A LA EXPERIENCIA ADQUIRIDA


Con la experiencia adquirida con el remolcador *Rotor Tug* desde su introducción en el mercado a finales de la década de los 90, resulta muy útil efectuar una comparación, en términos generales, de las capacidades de los remolcadores con propulsión omnidireccional más grandes que están actualmente en el mercado, es decir, el *ASD*, el *tractor Voith* y el *Rotor Tug*.


En la tabla de la figura 7.66 se recogen y comparan las capacidades de estos tres remolcadores, disponiendo del mismo *bollard pull* y con un diseño estándar, según las opiniones de expertos y capitanes que operaron en varios tipos de remolcadores.

La correspondencia entre las capacidades y los colores de esta tabla son los siguientes:

Negativo = 

Limitado = 

Positivo = 

Imposible = 

		<i>ASD</i>	<i>Tractor Voith</i>	<i>Rotor Tug</i>
1	Calado > 75 <i>bollard pull</i>	Menor que el <i>tractor</i> y mayor que el <i>Rotor Tug</i>	Mayor que el <i>ASD</i> y mayor que el <i>Rotor Tug</i>	Menor que el <i>ASD</i> y menor que el <i>tractor</i>
2	Calado < 75 <i>bollard pull</i>	Menor que el <i>tractor</i> y <i>Rotor Tug</i>	Mayor que el <i>ASD</i> y mayor que el <i>Rotor Tug</i>	Mayor que el <i>ASD</i> y menor que el <i>tractor</i>
3	Puntos de remolque seguros	1 (en la proa)	1 (en la popa)	2 (uno a proa y otro a popa)
4	Remolque sobre la popa	Riesgo de dar la vuelta por el fenómeno “ <i>girting</i> ”	Seguro	Seguro
5	Remolque sobre la proa	Seguro	Imposible	Seguro
6	Método empujar/tirar	Eficiente, seguro sobre la proa	Eficiente, seguro sobre la popa	Eficiente, seguro sobre la proa y la popa
7	Maniobra de dar el remolque a la popa de un buque navegando a altas velocidades, con olas y corriente	Eficiente, seguro sobre la proa	Eficiente, seguro si la altura de las olas no es demasiado elevada	Eficiente, sobre la proa
8	Maniobra de dar el remolque a la proa de un buque navegando a altas velocidades, con olas y corriente	Inseguro como consecuencia de la pérdida de control que se produce con las olas embarcando sobre la cubierta de popa	Eficiente, seguro sobre la popa	Eficiente, seguro sobre la popa
9	<i>Bollard pull</i> transversal (empujando con el costado)	Limitado al <i>bollard pull</i>	Limitado al <i>bollard pull</i>	Alto, aprox. el 80% del tiro máximo
10	Capacidad de desplazamiento transversal	Aprox. 3-4 nudos	Aprox. 3-4 nudos	Alta, aprox. 6-7 nudos
11	Control de la línea de remolque durante las maniobras de atraque en zonas restringidas	Solamente si se mantiene alineado con la línea de remolque, debido a la situación de la propulsión en una cabeza (popa)	Solamente si se mantiene alineado con la línea de remolque, debido a la situación de la propulsión en una cabeza (proa)	Eficiente, alta capacidad de tiro en cualquier dirección (“ <i>rotoring</i> ”) debido a la disposición triangular de las hélices
12	Control de la línea de remolque en pasos estrechos	Para mantener el control con el remolque en línea, necesitaría sobrepasar el ancho del canal disponible por lo que se ve obligado a reposicionarse	Para mantener el control con el remolque en línea, necesitaría sobrepasar el ancho del canal disponible por lo que se ve obligado a reposicionarse	Lo hace en el espacio disponible y no tiene que reposicionarse
13	Capacidades como remolcador de escolta	Eficiente, aunque se reducen cuando la velocidad disminuye.	Eficiente, aunque se reducen cuando la velocidad disminuye.	Eficiente, incluso cuando la velocidad disminuye
14	Propulsión o freno de la maquinilla durante el remolque	En asistencias, muy restringido	En asistencias, muy restringido	Disponiendo del 66% del <i>bollard pull</i> , buena capacidad de maniobra o por medio de otra maquinilla
15	Comportamiento con mar de fondo “ <i>swell</i> ” durante las asistencias	Riesgo de ventilación de las hélices	Riesgo menor de ventilación de las hélices	Eficiente, sin riesgo de ventilación de las hélices. Además, mientras está empujando, las hélices de proa tienen la capacidad de amortiguar las olas.

Figura 7.66 Tabla comparativa entre diferentes remolcadores con propulsión omnidireccional y con el mismo *bollard pull* basada en la experiencia (Kooren, 2010, p. 4).

En la figura 7.67 se representan los riesgos de ventilación de las hélices⁵¹ durante la asistencia de empuje “*pushing*” en situaciones con mar de fondo. En el caso del remolcador *ASD*, por la forma característica de su obra viva y la elevada altura de su punto de empuje sobre el castillo, existe riesgo de que se produzca ventilación de las hélices, dando lugar a una sobrecarga de los motores y propulsores, y a vibraciones, presentándose un riesgo menor en el remolcador *tractor Voith*. En el caso del remolcador *Rotor Tug*, suponiendo que el remolcador está empujando con su proa, las hélices de esta cabeza trabajando transversalmente sirven como elementos amortiguadores de las olas por lo que no existe riesgo de ventilación de las mismas.

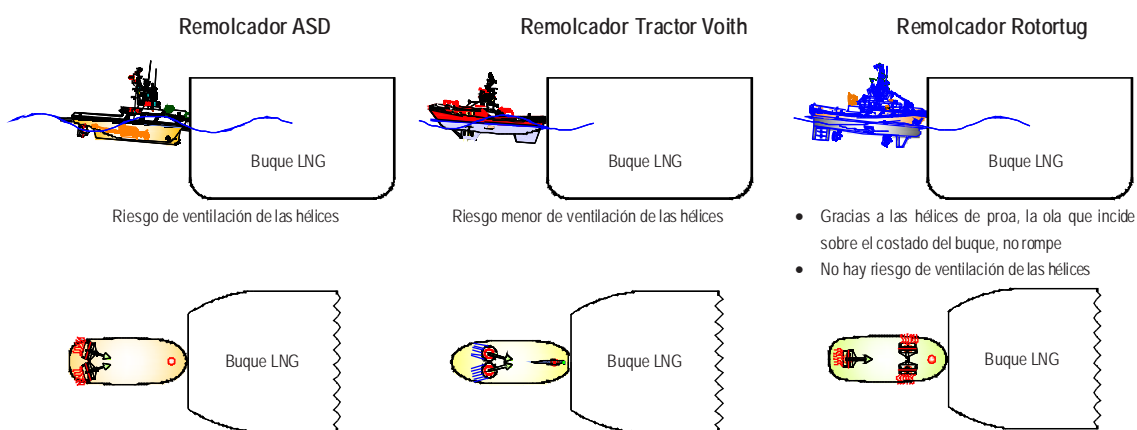


Figura 7.67 Efecto del mar de fondo durante las asistencias empujando en el remolcador *ASD*, tractor *Voith* y *Rotor Tug* (Kooren, 2010, p. 5). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Los operadores y todas las partes involucradas comprobaron que el remolcador *Rotor Tug* es el más seguro, versátil y con la mayor capacidad de maniobra del mercado actual. Además, no necesita tener ningún apéndice como quilla de cajón “*box keel*” (*ASD*) o quillón grande “*large skeg*” (*tractor Voith*) válidos únicamente para las funciones dinámicas a altas velocidades y que a bajas velocidades (en las asistencias portuarias) disminuyen las capacidades del remolcador. En su lugar, instala una tercera hélice acimutal que se convierte en una especie de “quillón activo”.

Gracias a esta disposición de las hélices en forma de un triángulo isósceles, el remolcador *Rotor Tug* no necesita ninguna hélice transversal de proa y la situación de los motores en el casco es tal que se necesitan ejes de transmisión de la potencia hasta las hélices muy cortos. Otra ventaja de este remolcador es la posibilidad de cambiar el método de asistencia de escolta del indirecto al directo sin dejar al buque asistido momentáneamente sin asistencia (línea de remolque sin

⁵¹ La ventilación se produce cuando el aire de superficie o los gases de escape se ven arrastrados por las palas de la hélice. Cuando esto sucede, la embarcación pierde velocidad y las revoluciones del motor suben rápidamente. Puede deberse al trazo de curvas muy cerradas, una hélice montada muy alta en el espejo de popa o un exceso de asiento del remolcador.

tensión) conocido en terminología anglosajona como “*negative pulling force*”, circunstancia que se produce habitualmente con el resto de remolcadores tipo *tractor* y *ASD* (Kooren, 2010, p. 3). También se constató que, durante sus operaciones, si se compara con los demás remolcadores en uso, el *Rotor Tug* causa menos daños mecánicos tanto en el casco del buque asistido como en el suyo propio.

Económicamente, tras comparar el consumo de combustible de un par de remolcadores *ASD* y *Rotor Tug* con la misma potencia instalada durante un periodo mínimo de dos años, se concluyó que ambos remolcadores consumían la misma cantidad de combustible trabajando en un área de operación semejante (Kooren, 2010, p. 3).

Por tanto, el remolcador *Rotor Tug* es prácticamente un remolcador “*tres en uno*” por los siguientes motivos:

- a. Cuando pierde el control de la hélice de popa, se comporta como un remolcador tipo *tractor* con al menos el 65% del *bollard pull* total;
- b. Cuando pierde el control de una de las hélices de proa, puede seguir trabajando como si se tratase de un remolcador *Ship Docking Module (SDM)*;
- c. Por último, aunque no por ello menos importante, incluso puede trabajar utilizando únicamente la hélice de popa con al menos el 33% de su *bollard pull* total.

A la vista de lo anterior, en caso de avería en uno de los propulsores, la fecha de entrada en dique seco para reparar se puede posponer a conveniencia de los armadores y clientes ya que el remolcador sigue estando operativo. Por tanto, las grandes defensas instaladas a proa y a popa, junto con los equipos de remolque duplicados de la misma capacidad sobre la popa y el castillo, también convierten a este remolcador en una opción recomendable en lo que atañe a la redundancia.

7.10 LA ESTABILIDAD DE LOS REMOLCADORES DE ESCOLTA

7.10.1 CONSIDERACIONES GENERALES

Teniendo en cuenta que la velocidad a la que se desarrolla la maniobra de escolta debe ser más alta que la velocidad crítica, es decir, aquella en la cual el remolcador genera la mínima fuerza de gobierno con los métodos directo e indirecto (punto de corte de las curvas generadas por ambos métodos en función de la velocidad, representada en la figura 7.19), se deduce que el método que se aplica en primer lugar, con el buque navegando a altas velocidades, es el indirecto de ahí que se considere el método más importante y el que utilizan las Sociedades de Clasificación como base para elaborar las normas y reglamentos aplicables a los remolcadores de escolta.

La seguridad de la maniobra de escolta va más allá de proporcionar únicamente fuerzas de gobierno y/o frenado al buque escoltado ya que la seguridad y las características de estabilidad del remolcador juegan un papel fundamental las cuales, como en cualquier otro buque, se ven determinadas por un sistema complejo que depende de multitud de variables que, en su conjunto, deben garantizar el éxito de la maniobra⁵². Un remolcador de escolta debe tener la estabilidad suficiente para contrarrestar las fuerzas generadas por la línea de remolque durante la escolta a altas velocidades y sin adoptar una escora excesiva, de ahí que los remolcadores portuarios no sean adecuados para estas operaciones.

En los métodos indirectos de asistencia, la línea de remolque, en muchas ocasiones, trabaja hacia el buque llamando prácticamente de través o en sus proximidades, provocando un momento de escora en el remolcador que es resistido y contrarrestado por su momento adrizante superior en sentido transversal.

Inicialmente, la ausencia de ciertos criterios de estabilidad, directrices o manuales llevaron a que se aplicasen criterios de estabilidad que se basaban en métodos empíricos, y uno de ellos consistía en que la fuerza máxima de la línea de remolque originase en todo momento una escora menor que la escora de inmersión de la cubierta superior en el agua. No obstante, confiar la estabilidad del remolcador al hecho de que la cubierta embarque agua, puede dar al capitán una falsa sensación de seguridad, ya que la estabilidad del remolcador se fundamenta en la energía adrizante residual después de alcanzar la situación de equilibrio (Rolls-Royce, 2004, p. 10), y aunque es posible que el remolcador pueda generar grandes fuerzas de gobierno en esta situación (embarcando agua en cubierta), puede que no tenga la capacidad suficiente para equilibrar esta situación con la estabilidad disponible (Allan, 2016, pp. 32-33). Estas son las razones por las que la reglamentación referente al remolcador de escolta de *DNV GL* (considerada como la Sociedad de Clasificación más profesional y exigente) se centra básicamente en el tema de la estabilidad, utilizando como criterio general una estabilidad residual alta.

Un criterio que determine la velocidad máxima de escolta en función de la estabilidad estática del remolcador no es adecuado porque muchas de las intervenciones de la maniobra de remolque de escolta se producen principalmente en situaciones dinámicas con los métodos indirectos. Cuando el remolcador es “arrastrado” a través del flujo de agua a una velocidad relativamente alta con un ángulo de ataque no nulo, el flujo de agua alrededor del casco provoca una línea de flotación dinámica “*dynamic waterline*” que genera una inmersión relativa en un

⁵² Las grandes fuerzas de empuje generadas por un moderno remolcador junto con un manejo incorrecto del mismo por parte del capitán pueden provocar que el remolcador pierda la estabilidad incluso sin estar interviniendo en una asistencia como consecuencia, por ejemplo, de “enterrar” la cubierta en el agua y el consecuente embarque de agua al evolucionar a alta velocidad. Se cree que esto es lo que le ocurrió al remolcador chino “*Wanshenzhou 67*” de propulsión omnidireccional que recién salido del astillero dio la vuelta en 2015 en el río Yangtsé mientras estaba efectuando las pruebas de mar, hundiéndose en cuestión de segundos y con el resultado de 21 víctimas mortales (Allan, 2016, pp. 27-28).

costado y una elevación en el costado opuesto, debido a que el patrón de olas del casco acumula “*piles up*” más cantidad de agua en el costado hacia el que trabaja la línea de remolque y forma una depresión o vacío en el costado opuesto. El resultado de esta línea de flotación dinámica es que la obra viva experimenta un ángulo de escora mayor que el ángulo medido a bordo con el clinómetro (Rolls-Royce, 2004, p. 10).

La curva de brazos adrizantes se puede superponer sobre la curva de brazos escorantes para determinar el ángulo de escora de equilibrio y, consecuentemente, el margen de estabilidad adrizante residual después de este ángulo. Este margen adrizante residual determina la capacidad del remolcador para evitar el vuelco ya que el momento escorante dinámico varía con la influencia del viento, las olas y la inestabilidad del flujo de agua en torno al casco.

Los momentos escorantes pueden calcularse utilizando coeficientes de fuerzas laterales publicados para buques similares o directamente de los resultados de los modelos a escala. Por su parte, la fuerza de la línea de remolque, y consecuentemente la escora producida, es proporcional al cuadrado de la velocidad del buque y a la altura del punto de remolque en el remolcador, de ahí que éste deba mantenerse lo más bajo posible.

Por último, mencionar que cuando el remolcador trabaja en mar abierto o en operaciones *off-shore* con una gran altura de olas, los movimientos del remolcador pueden generar una tensión excesiva en la línea de remolque y hacer que falte o incluso provocar el vuelco del remolcador cuando trabaja de través. En estas condiciones, también puede embarcar una masa de agua grande sobre cubierta y/o provocar la inmersión de la misma, afectando negativamente a la estabilidad del remolcador y poniendo en riesgo la seguridad de la tripulación. Además, los grandes movimientos del remolcador respecto a las olas pueden provocar que las hélices emerjan a la superficie del agua y se reduzca la eficiencia del empuje generado.

7.10.2 COMPARACIÓN DE LA ESTABILIDAD ENTRE EL REMOLCADOR TRACTOR-Z Y EL ASD

Cuando un armador se dispone a construir un remolcador de escolta propulsado por dos hélices acimutales, en principio, tradicionalmente tenía la opción de escoger entre un remolcador con la propulsión a proa (*tractor-Z*) o a popa (*ASD*)⁵³. Para poder prestar las asistencias dinámicas (métodos indirectos) ambos remolcadores necesitan una estabilidad inicial alta, muy superior a los criterios exigidos por la OMI o las autoridades locales, lo que inevitablemente trae como consecuencia remolcadores con mangas más grandes de lo habitual. De forma aproximada, los remolcadores de escolta precisan una altura metacéntrica transversal (*GM*) de 3 m mientras que en los portuarios es suficiente con 1,50 m.

⁵³ Sin tener en cuenta el innovador diseño *EDDY* que consta de una hélice acimutal a proa y otra a popa.

El remolcador *tractor-Z* tiene un calado de trazado relativamente pequeño para mantener un calado operativo razonable debido a la mayor profundidad a la que se sitúan sus hélices respecto al *ASD*. Por su parte, el remolcador *ASD* suele tener un casco más profundo, o lo que es lo mismo, una mayor superficie lateral de obra viva que se traduce en una mayor capacidad de generar fuerzas transversales al emplear el método indirecto, y un centro de gravedad más bajo. Estas diferencias en las formas del casco traen como consecuencia que las curvas de brazos adrizantes y los márgenes de estabilidad asociados difieran bastante en ambos remolcadores (Rolls-Royce, 2004, p. 10-12)⁵⁴.

En general, el remolcador *ASD* posee una reserva de estabilidad mayor que el *tractor-Z*, y el ángulo de escora en el que éste último empieza a embarcar agua en cubierta se corresponde con su límite máximo absoluto de escora, mientras que el *ASD*, cuando su cubierta empieza a tocar la lámina de agua, aun dispone de una reserva de estabilidad importante. Esto explica la diferencia experimentada en el comportamiento de ambos remolcadores durante los métodos de escolta dinámicos, especialmente la pérdida repentina de estabilidad del *tractor-Z* cuando se supera la velocidad de seguridad. De esta forma, en principio, un remolcador *tractor-Z* con una estabilidad inicial similar a un *ASD* puede desarrollar una velocidad máxima de escolta menor debido a que tiene menos reserva de estabilidad.

Este es uno de los motivos por los que, tal y como se ha dicho a lo largo de la presente Tesis, la construcción de remolcadores de escolta *tractor-Z* está actualmente en decadencia.

7.10.3 EL EQUILIBRIO LATERAL DE LAS FUERZAS EN EL MÉTODO INDIRECTO

Para analizar el comportamiento del remolcador de escolta empleando el método indirecto de asistencia debemos tener en cuenta las posiciones del punto de remolque, el CPL y el empuje generado por el sistema de propulsión, que dan lugar a los siguientes brazos de palanca:

- Distancia longitudinal “ x ”: brazo de palanca entre el punto de remolque y el punto de aplicación del empuje generado por las hélices;
- Distancia longitudinal “ y ”: brazo de palanca entre el punto de remolque y el CPL;
- Distancia vertical “ a ”: brazo de palanca entre el punto de remolque y el CPL y;
- Distancia vertical “ b ”: brazo de palanca entre el punto de remolque y el punto de aplicación del empuje generado por las hélices.

⁵⁴ Al analizar y trazar las curvas de estabilidad, es conveniente tener en cuenta la influencia de las líneas de flotación dinámicas, desplazando el brazo adrizante hacia la izquierda hasta valores negativos de escora. La magnitud de este desplazamiento varía según la forma del casco, velocidad y ángulo de ataque respecto al flujo de agua.

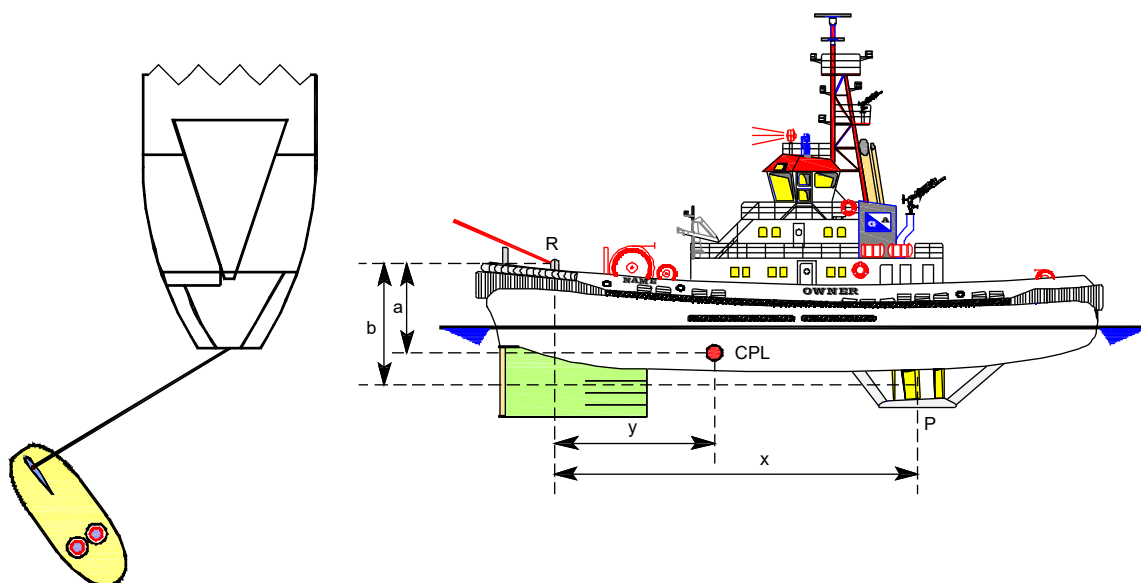


Figura 7.68 Remolcador tractor Voith en el que se representan las posiciones del punto de remolque (R), el centro de presión lateral (CPL) y punto de aplicación del empuje generado por las hélices cicloidales (P) y los brazos de palancas respectivos (Hensen, 2003, p. 142). Dibujo: Santiago I. Baniela.

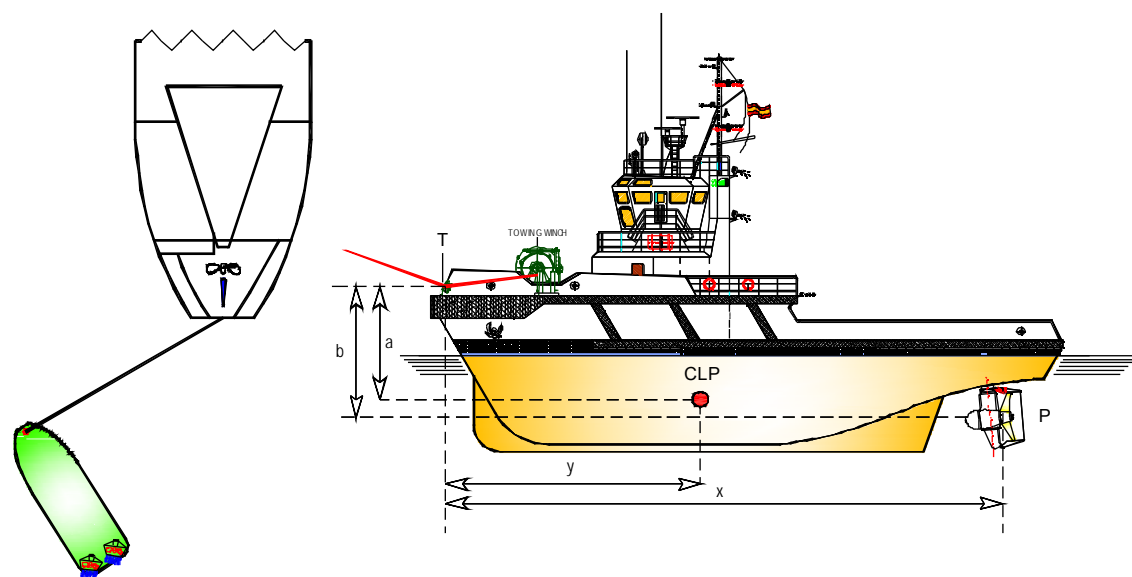


Figura 7.69 Remolcador ASD en el que se representan las posiciones del punto de remolque (R), el centro de presión lateral (CPL) y punto de aplicación del empuje generado por las hélices acimutales (P) y los brazos de palanca respectivos (Hensen, 2003, p. 142). Dibujo: Santiago I. Baniela.

El equilibrio lateral de las fuerzas está determinado por la posición relativa de las tres fuerzas que actúan en el remolcador en el plano transversal, que son:

- La fuerza sobre la línea de remolque aplicada en el punto de remolque;

- La fuerza hidrodinámica del agua incidiendo sobre el casco y apéndices aplicada sobre el CPL y;
- El empuje generado por las hélices aplicado en un punto determinado de las hélices.

El remolcador, para mantener la misma posición relativa respecto al flujo de agua, emplea los propulsores (acimutales o cicloidales) que generan el empuje necesario para originar el momento de giro que contrarresta el momento de las fuerzas hidrodinámicas del agua sobre el casco (obra viva y apéndices). La situación de equilibrio determina qué porcentaje de la fuerza hidrodinámica generada por el casco se transmite a la línea de remolque y qué porcentaje se utiliza para compensar las fuerzas producidas por el empuje de las hélices.

De acuerdo a los principios básicos de la física, tras analizar la figura 7.70, se obtiene que la fuerza sobre la línea de remolque se incrementa cuando la relación entre la distancia “punto de remolque-CPL” (“y” en las figuras 7.68 y 7.69) y la distancia “punto de remolque-situación de las hélices” (“x” en las mismas figuras) disminuye (Iglesias Baniela and Platero Díaz, 2008, pp. 155-156).

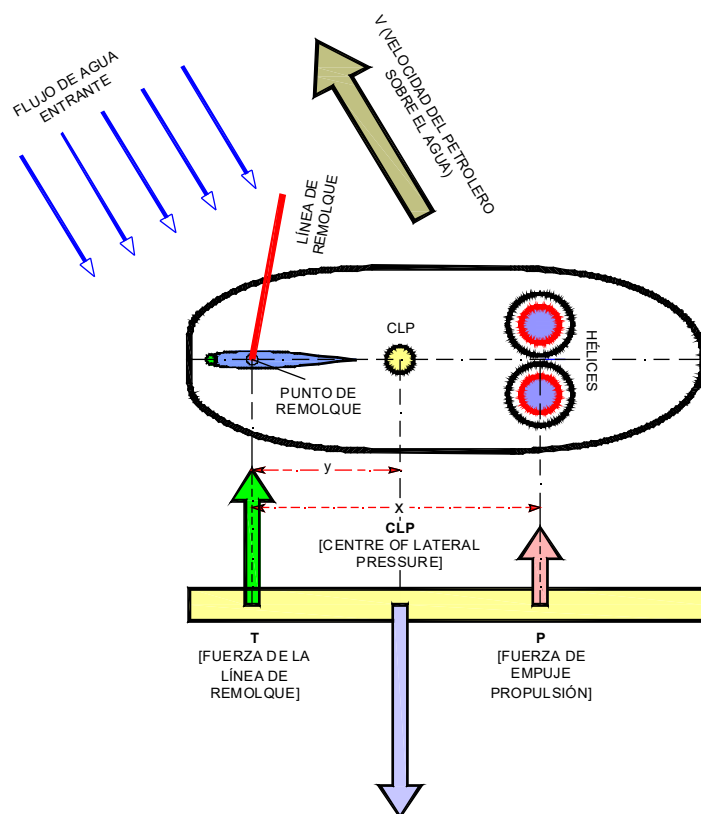


Figura 7.70 Representación de las fuerzas transversales actuando sobre un remolcador tractor Voith con el método indirecto y su representación sobre una palanca en equilibrio. Dibujo. Santiago I. Baniela.

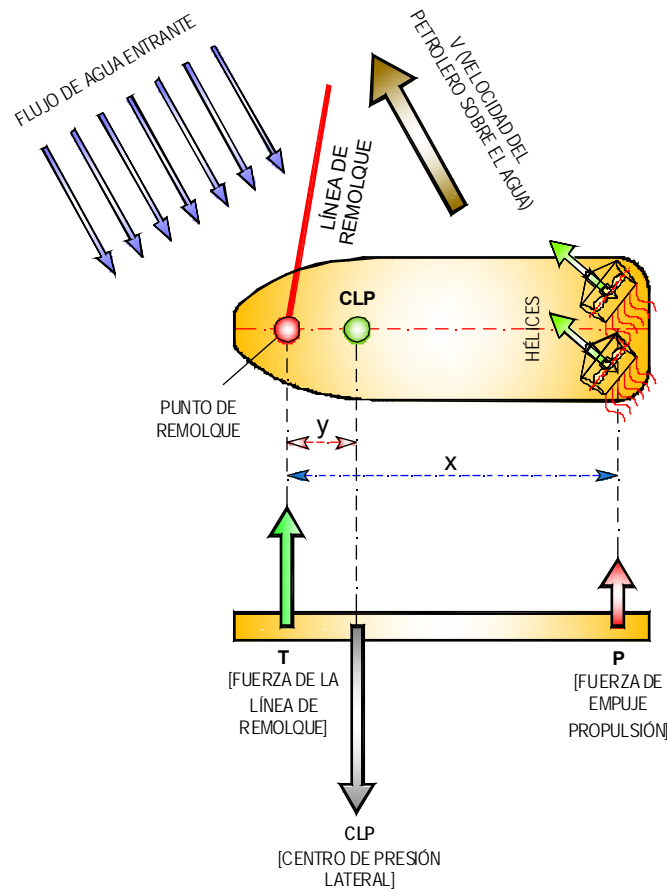


Figura 7.71 Representación de las fuerzas transversales actuando sobre un remolcador ASD con el método indirecto y su representación sobre una palanca en equilibrio. Dibujo: Santiago I. Baniela.

Este razonamiento se puede demostrar de forma matemática apoyándonos en las figuras 7.70 y 7.71, de tal forma que, en la situación de equilibrio, tienen que cumplirse las siguientes ecuaciones de forma simultánea:

$$P + T = CPL \quad (7.8)$$

Y también:

$$T \cdot y = P \cdot (x - y) \quad (7.9)$$

Estas dos ecuaciones (7.8) y (7.9) pueden resolverse considerando a las fuerzas de la línea de remolque como una función de la fuerza lateral hidrodinámica actuando en el CPL, y los brazos de palanca de las fuerzas actuando en el punto de remolque y en el punto de empuje de las hélices respectivamente.

Si en (7.9) despejamos P tenemos que:

$$P = \frac{T \cdot y}{x - y} ; \quad (7.10)$$

Sustituyendo (7.10) en la expresión (7.8):

$$T + \frac{T \cdot y}{x - y} = CPL ; \quad (7.11)$$

De modo que:

$$T \cdot \left(1 + \frac{y}{x - y} \right) = CPL \quad (7.12)$$

Y si finalmente despejamos T resulta:

$$T = CPL \cdot \left(\frac{x - y}{x} \right) = CPL \cdot \left(1 - \frac{y}{x} \right) \quad (7.13)$$

Es decir, la máxima fuerza sobre la línea de remolque T se consigue cuando la relación x/y es máxima, situación en la que el empuje necesario para equilibrar las fuerzas hidrodinámicas actuando en el CPL es mínimo. Para mejorar la relación x/y debemos tener en cuenta los siguientes aspectos:

- La distancia “ x ” se puede aumentar en la etapa de construcción desplazando las hélices lo máximo posible hacia popa en el remolcador *ASD* y hacia proa en el tipo *tractor*;
- Si el punto de remolque se desplaza hacia proa en el remolcador *ASD* y hacia popa en el tipo *tractor*, aumenta la distancia “ y ”, la cual debe ser mínima (en caso de que se desplazase hacia la cabeza contraria, esta distancia “ y ” disminuiría).
- Simultáneamente, el CPL debe situarse lo máximo posible hacia proa en el *ASD* y hacia popa en el tipo *tractor*, por lo que también se reduce la distancia “ y ” (con el objeto de desplazarlo en esta dirección, algunos remolcadores *ASD* incorporan una quilla de cajón o bulbo a proa y los tipos *tractor* un quillón de mayores dimensiones a popa que el de sus homólogos portuarios). Sin embargo, siempre se debe contar con un cierto margen de seguridad en la distancia “ y ” para asegurar el comportamiento lógico del remolcador en todas las situaciones, pues debemos tener en cuenta que el CPL no es un punto fijo (es móvil o “*peripatetic*”) y su posición depende, entre otras cosas, del ángulo de ataque del remolcador respecto al flujo de agua. Por tanto siempre debe haber una distancia mínima de seguridad entre el CPL y el punto de remolque de aproximadamente el 10% de LWL ⁵⁵ para que en caso de que el remolcador se quede sin propulsión con el método indirecto, el momento de giro de las fuerzas hidrodinámicas actuando en el CPL y las fuerzas de la línea de remolque provoquen que el remolcador gire y reduzca el ángulo de ataque respecto al flujo de agua hasta alcanzar una posición segura por la popa del buque “*fail safe*”.

⁵⁵ Siempre con el CPL desplazado hacia la cabeza en la que se sitúa el sistema de propulsión.

7.10.4 EL MOMENTO ESCORANTE GENERADO POR LA LÍNEA DE REMOLQUE Y EL MOMENTO ADRIZANTE GENERADO POR EL EMPUJE DE LAS HÉLICES

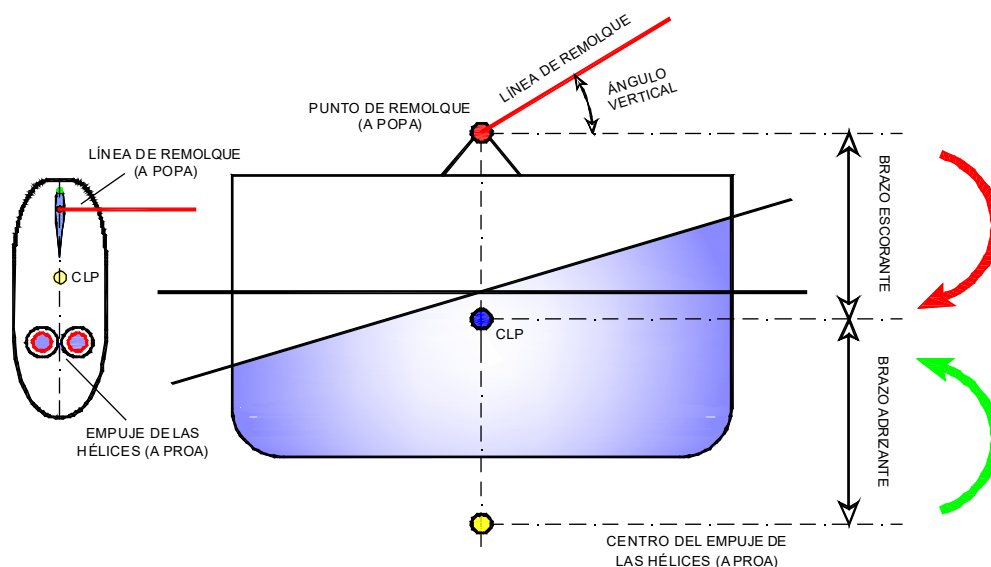


Figura 7.72 Efecto en la estabilidad del empuje de las hélices del remolcador tractor Voith durante el método de escolta indirecto. Dibujo. Santiago I. Baniela.

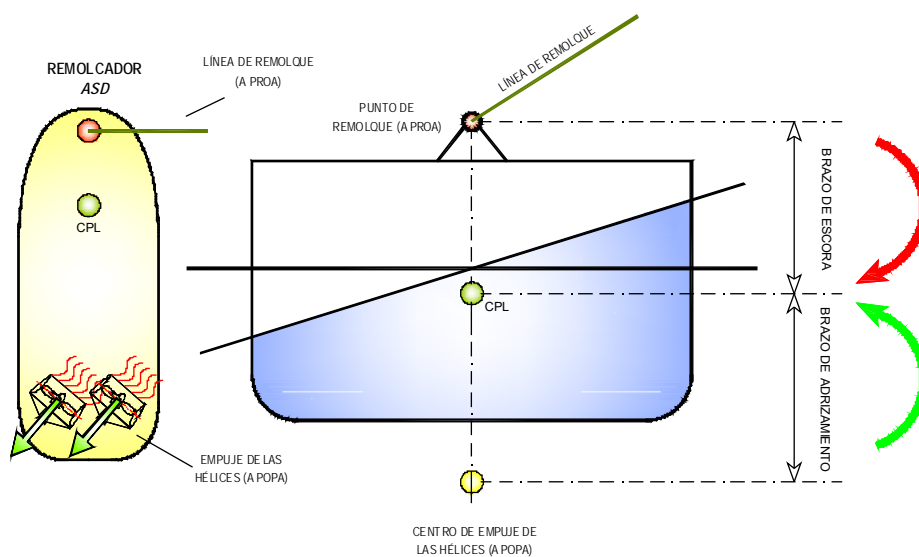


Figura 7.73 Efecto en la estabilidad del empuje de las hélices del remolcador ASD durante el método de escolta indirecto. Dibujo. Santiago I. Baniela.

Si las fuerzas de la línea de remolque actúan por el través con un brazo de palanca por encima del CPL, se crea un momento escorante en la dirección de trabajo de la línea de remolque hacia el buque escoltado, tal y como se observa en las figuras 7.72 y 7.73. Si el capitán del remolcador de escolta aplica el empuje necesario para adoptar la posición más efectiva y conseguir las máximas fuerzas de gobierno y/o frenado, el momento escorante generado por la

línea de remolque se contrarresta parcialmente con el empuje de las hélices (actúa con un brazo de palanca igual a la distancia vertical desde el punto de aplicación del empuje hasta el CPL) es decir, las hélices generan un momento adrizante.

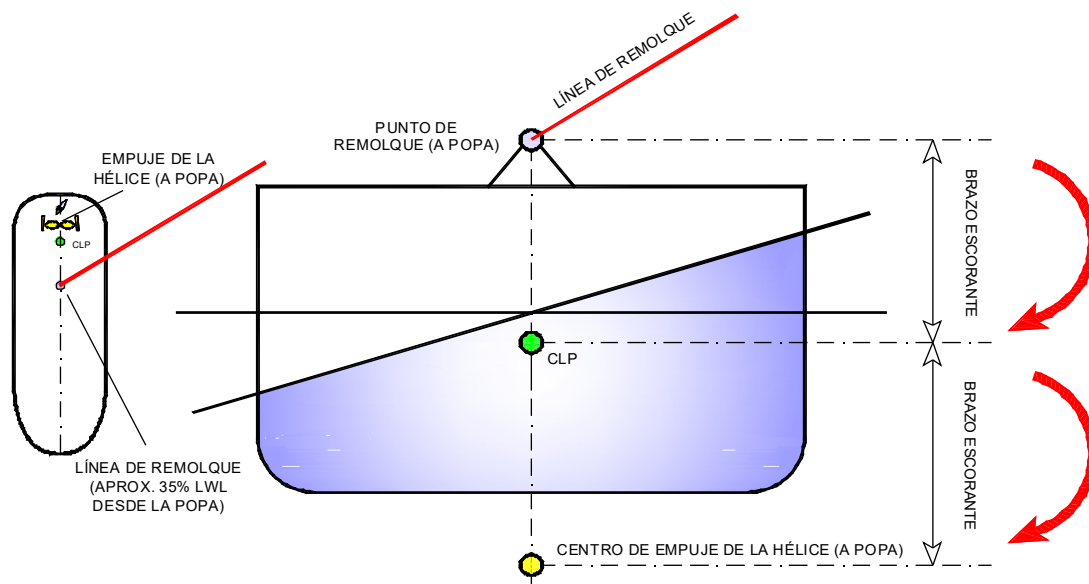


Figura 7.74 Efecto en la estabilidad del empuje de la hélice del remolcador convencional durante el método de escolta indirecto. Dibujo. Santiago I. Baniela.

Sin embargo, tal y como se aprecia en la figura 7.74, en el caso de un remolcador convencional empleando el método indirecto, cuando aplica potencia a su hélice para mantenerse en una determinada posición, ésta genera un momento escorante que incrementa todavía más la escora del remolcador como consecuencia de la situación del punto de remolque (a una distancia aproximada de $0,35 \times LWL$ desde la popa), el CPL y la situación de la hélice.

Por tanto, en general, cuanto mayor es la distancia vertical entre el punto de remolque y el CPL (brazo de palanca “a”), mayor es la escora. De la misma forma, cuanto mayor es la distancia vertical entre el punto de aplicación del empuje generado por las hélices y el CPL (brazo de palanca “b”), mayor es la capacidad de las hélices del remolcador genuino de escolta para generar un momento adrizante que contrarresta parcialmente la escora alcanzada.

En consecuencia, de lo anteriormente expuesto se desprende el riesgo inminente en el remolque de escolta que supondría emplear un remolcador convencional, pues cuando emplea un método indirecto, si pretende emplear la propulsión para adoptar la posición relativa más efectiva, esa fuerza aplicada genera un momento escorante que se agrega al generado por la propia línea de remolque, mientras que en un remolcador de escolta moderno de propulsión omnidireccional (*tractor Voith*, *ASD* o *Rotor Tug*) se genera un momento adrizante que trata de compensar el momento escorante generado por la línea de remolque.

7.10.5 EL MOMENTO ADRIZANTE INTERNO DEL REMOLCADOR PARA CONSEGUIR EL ESTADO DE EQUILIBRIO COMO RESPUESTA AL MOMENTO ESCORANTE GENERADO POR TODAS LAS FUERZAS EXTERNAS ACTUANTES

En el punto anterior se analizaron únicamente las fuerzas externas que actúan sobre el remolcador de escolta y que provocan una escora determinada, pero para comprender el efecto de estas fuerzas en la estabilidad estática, es preciso relacionarlas con el momento adrizante interno del remolcador, teniendo en cuenta el punto de aplicación del desplazamiento del remolcador Δs en el centro de gravedad del remolcador G , y el punto de aplicación de la fuerza del empuje del agua en el centro de carena C^{56} (que varía a medida que el remolcador va escorando).

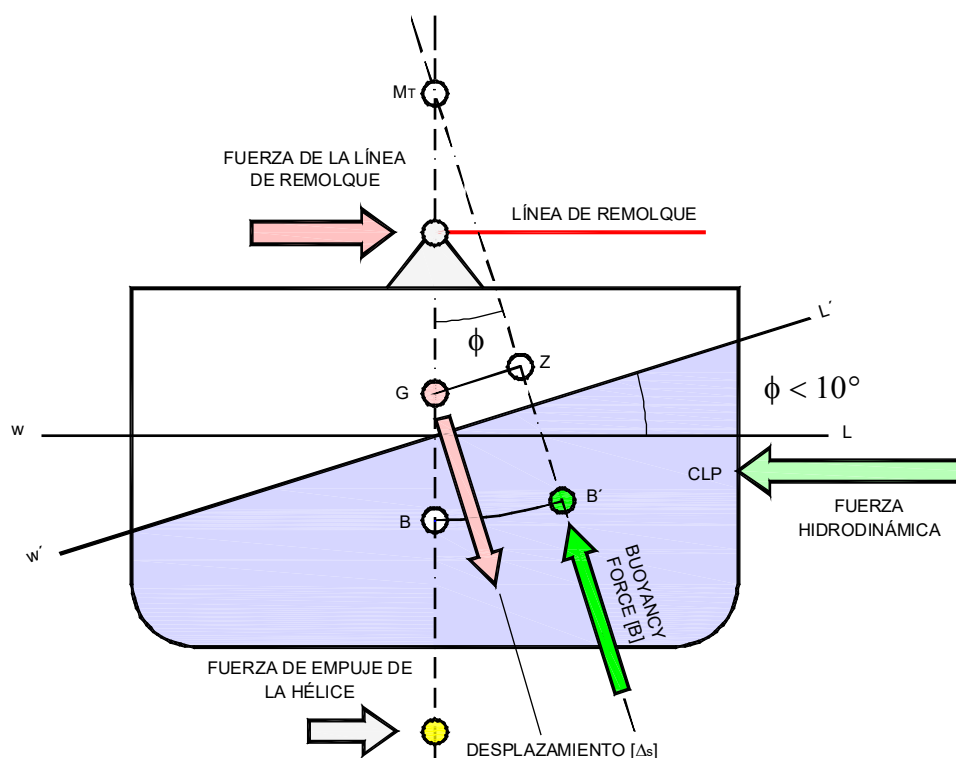


Figura 7.75 Remolcador utilizando el método indirecto de escolta con la representación de los momentos escorantes externos y adrizantes internos, con una escora $\theta < 10^\circ$. Dibujo. Santiago I. Baniela.

En la figura 7.75 se representa la sección transversal de un remolcador para la estabilidad inicial (ángulos de escora pequeños $\theta < 10^\circ$) trabajando con el método indirecto y que escora a estribor como consecuencia de las fuerzas resultantes comentadas anteriormente: fuerza escorante de la línea de remolque en tensión y fuerza adrizante de las hélices.

⁵⁶ El centro de carena (C) o “center of buoyancy (B)” es el centro de gravedad del volumen sumergido, pero como está en la vertical del centro de presión o empuje, se considera que en él se aplica el empuje integral del agua sobre la superficie mojada, de ahí que se le llame indistintamente centro de carena o de presión.

En la situación de equilibrio, sin la intervención de fuerzas externas, la posición del centro de gravedad del remolcador G está en la vertical del centro de carena C y el remolcador está adrizado. Cuando el remolcador escora a estribor, como se modifica la forma de la obra viva, C se desplaza hasta C' , fuera de la vertical de G , lo que provoca un momento adrizante ($\Delta s \cdot GZ$) como consecuencia del brazo adrizante interno del remolcador GZ (distancia perpendicular entre los vectores de las fuerzas del desplazamiento del remolcador y del empuje del agua), hasta que alcanza la posición de equilibrio con el remolcador escorado un determinado número de grados θ .

El desplazamiento Δs del remolcador actúa verticalmente y hacia abajo en G , que permanece invariable mientras no se produzca una variación en la distribución de los pesos a bordo. La fuerza resultante del empuje de agua actúa verticalmente y hacia arriba en el centro de carena C . Cuando el remolcador escora como consecuencia de una fuerza externa, C se desplaza hasta C' , de tal modo que la situación de C' en relación con el centro de gravedad G define las características de estabilidad del remolcador (Iglesias Baniela and Platero Díaz, 2008, pp. 156-158).

7.10.6 COMPENDIO DE LAS CARACTERÍSTICAS DE ESTABILIDAD EN UN REMOLCADOR DE ESCOLTA

- En un remolcador *tractor* y un *ASD* la relación x/y es muy similar;
- Cuanto mayor es la relación x/y , menor es la potencia que el remolcador necesita para contrarrestar las fuerzas hidrodinámicas incidiendo sobre el CPL en el método indirecto hasta alcanzar el equilibrio y mantener la posición adecuada respecto al flujo de agua, y por tanto, mayor es la capacidad para generar fuerzas de gobierno y/o frenado al buque;
- Para aumentar la relación x/y (y el rendimiento de los remolcadores) en la etapa de diseño se intenta desplazar el CPL en la dirección del punto de remolque, para lo cual es necesario aumentar la superficie de obra viva en esa dirección mediante apéndices;
- En el remolcador *ASD*, la distancia “ x ” es mayor que en el remolcador tipo *tractor*, por lo que para desplazar el CPL hacia proa, en ocasiones se le instala una quilla de cajón “*box keel*”, un quillón de escolta “*escort skeg*” (que también mejora la estabilidad de rumbo con arrancada atrás) o un bulbo a proa para aumentar la superficie lateral de obra viva hacia proa, y la forma del casco hacia popa se achica bastante;
- Cuanto mayor es la distancia vertical “ a ”, mayor es la escora del remolcador en cualquier condición, ya que los momentos escorantes producidos por la línea de remolque y por el flujo de agua incidiendo transversalmente sobre el CPL son mayores (ver figuras 7.68 y 7.69);

- Cuanto mayor es la distancia vertical “*b*”, mayor es la capacidad de las hélices (momento adrizante) para contrarrestar parcialmente la escora alcanzada (ver figuras 7.68 y 7.69);
- El remolcador *tractor Voith* normalmente tiene el centro de gravedad *G* más bajo y una manga mayor que el remolcador *ASD* de las mismas dimensiones, por lo que tiene mejor estabilidad inicial, muy necesaria para el método indirecto de asistencia y;
- Los motores del remolcador *tractor Voith*, por sus peculiaridades de funcionamiento, son menos propensos a una sobrecarga a la hora de generar empuje en contra del flujo de agua entrante, por lo que es intrínsecamente más seguro que el *ASD* (Kristensen, *et al.*, 1997, p. 581).

Teniendo en cuenta todo lo anteriormente mencionado, los objetivos que se deben marcar los diseñadores e ingenieros de un remolcador de escolta son que el empuje transversal necesario para equilibrar las fuerzas hidrodinámicas actuando en el CPL durante la escolta sean relativamente pequeñas y, que el punto de remolque esté situado lo más bajo posible para reducir el momento escorante generado por la línea de remolque, que es contrarrestado parcialmente por el momento adrizante generado por el empuje de las hélices.

En el método indirecto de asistencia, es fundamental una superficie lateral de la obra viva del remolcador grande (junto con sus apéndices) para generar las máximas fuerzas de gobierno y/o frenado sobre el buque asistido, aunque esto origina un aumento en la escora del remolcador y de la resistencia al avance para desplazarse en cualquier dirección, por lo es perjudicial para el método directo. Por el mismo motivo, si el remolcador está cargado, aumenta la obra viva y con ello su eficiencia en el método indirecto, aunque la potencia disponible y el ángulo de escora en el que la cubierta empieza a embarcar agua también disminuyen. Por ello, en la fase de diseño del remolcador se deben establecer perfectamente cuáles son las funciones y métodos de asistencia habituales para construirlo en base a ello y conseguir un rendimiento óptimo durante las maniobras (Kok, 1989, pp. 242-243).

Por último, para que el remolcador trabaje con seguridad a cualquier velocidad, debe tener una buena reserva de estabilidad, estática y dinámica, y su capitán debe velar para que nunca alcance un ángulo de escora que se aproxime al ángulo en el que se anula la estabilidad. Para dejar siempre un cierto margen de seguridad, debe maniobrar y situar al remolcador más en línea con la dirección del remolque antes de que la cubierta empiece a embarcar agua, es decir, reducir el ángulo de ataque respecto al flujo de agua para disminuir la tensión sobre el remolque, lo que se consigue disminuyendo la potencia aplicada. En último caso, si su seguridad se ve muy comprometida, y teniendo en cuenta que dejaría al buque escoltado sin asistencia, también puede largar el remolque utilizando el sistema de zafado de emergencia que dispone la maquinilla.

7.11 LAS SOCIEDADES DE CLASIFICACIÓN EN EL DISEÑO DE LOS REMOLCADORES DE ESCOLTA

7.11.1 INTRODUCCIÓN

Hasta el año 1996 en el que la Sociedad de Clasificación *Det Norske Veritas DNV* (ahora *DNV GL*, resultado de su fusión con *Germanischer Lloyd, GL*) publicó una serie de normas específicas para el remolcador de escolta con la notación “*Escort Vessel*” o “*Escort Tug*”, no existía una reglamentación que estableciese una notación concreta referida a este tipo de remolcadores la cual determinase su capacidad para llevar a cabo este tipo de maniobras (Hensen, 2003, 154). Estas Reglas se refieren básicamente a las condiciones de seguridad y estabilidad del remolcador, y definen la fuerza de gobierno máxima que un remolcador es capaz de transmitir al buque asistido a velocidades de 8 y 10 nudos.

El remolcador de escolta, como el resto de buques, para ser clasificado por una Sociedad de Clasificación debe cumplir con unos requisitos mínimos exigidos por la propia Sociedad. Al mismo tiempo, tiene que satisfacer la reglamentación marítima internacional y la del país donde preste sus servicios o esté abanderado, por lo que nos encontramos con que, dependiendo del lugar de construcción, tipo o lugar de operación y Sociedad que lo clasifique, puede construirse siguiendo una u otra reglamentación lo que provoca que, en ocasiones, no se alcancen unas condiciones mínimas de seguridad⁵⁷.

En general, los equipos de remolque, contraincendios, fondeo, características de estabilidad etc. tienen una consideración distinta según la Sociedad de Clasificación de que se trate debido a que cada una tiene unos Reglamentos propios⁵⁸. Por tanto, como el diseño final del remolcador viene determinado por la Sociedad que lo clasifique, aquellas más exigentes dan lugar a remolcadores con un coste inicial de construcción superior, por lo que se corre el riesgo de que, para abaratar costes, el armador decida construir sus remolcadores de acuerdo a los reglamentos de las Sociedades con criterios mínimos o más flexibles, lo que generalmente va en detrimento de la seguridad. Por esta razón, con el objetivo de evitar posibles accidentes y mejorar la

⁵⁷ No obstante, los remolcadores deben cumplir, como cualquier otro buque, con la reglamentación internacional aplicable, es decir, *SOLAS* y *Convenio Internacional sobre Líneas de Carga*. Esta legislación se refiere a una altura mínima de la proa, francobordo, aberturas de la cubierta y equipo de salvamento, comunicaciones y contraincendios, entre otros. No obstante, como muchos remolcadores tienen menos de 500 GTs y trabajan exclusivamente en zonas portuarias, en teoría, podrían no cumplir con el *SOLAS* o el *Convenio Internacional de las Líneas de Carga* si su eslora es inferior a 24 m (Allan, 2016, p. 26) por lo que muchos Estados de abanderamiento y Sociedades de Clasificación exigen que sí cumplan con esta reglamentación internacional. Sin embargo, en determinados casos, paradójicamente el hecho de cumplir con esa legislación puede resultar perjudicial para la seguridad. Este es el caso, por ejemplo, de los pequeños remolcadores portuarios donde la obligatoriedad de instalar un pescante puede impedir una visión adecuada de la maniobra desde el puente en los 360° (Allan, 2006, p. 51).

⁵⁸ Por ejemplo, para determinar el escantillonado, *Bureau Veritas (BV)* utiliza laboriosas fórmulas científicas para calcular la presión a la que está sometida cada parte del casco y elemento estructural, mientras que *American Bureau of Shipping (ABS)* utiliza un método más empírico, válido solamente para un determinado tamaño de remolcador.

seguridad durante las operaciones, sería deseable que todas las Sociedades tuviesen unos criterios mínimos de certificación y clasificación comunes, de tal forma que se garantizase la seguridad con independencia de quien clasificase al remolcador. En cualquier caso, estos criterios mínimos deberían derivar de la Asociación Internacional de las Sociedades de Clasificación (*IACS*), que a su vez debería consultar previamente a todas las Sociedades miembro su opinión al respecto.

En cuanto a los requisitos para la maniobra de escolta y su estabilidad, de todos reglamentos analizados, *DNV GL* (junto con *BV*) es la que establece un criterio más profesional y exigente. De hecho, muchas de las Sociedades restantes, o bien copiaron este criterio o directamente delegan esta responsabilidad en las autoridades del Estado de bandera, cuyos conocimientos sobre el mundo del remolque, y más concretamente de la escolta, puede que no sean suficientes (Allan, 2006, p. 65).

En el criterio de *DNV GL* se establece que, para definir los requisitos mínimos que debe reunir el remolcador para escoltar de forma eficiente a un buque con un desplazamiento concreto y por un área determinada, hay que tener en cuenta y analizar los siguientes aspectos:

- La derrota más segura desde o hacia el puerto o terminal y los puntos de control de la derrota “waypoints”;
- Las condiciones de viento y mar predominantes en la zona;
- Las fuerzas originadas por las condiciones meteorológicas y por el remolcador de escolta sobre el buque asistido;
- Las posibles emergencias que se pueden producir a bordo del buque;
- La maniobra de asistencia más eficiente de acuerdo al tipo de emergencia;
- La posibilidad de efectuar un remolque de escolta activo “tethered” o pasivo “untethered” y;
- La fuerza mínima de gobierno necesaria con el método indirecto para controlar eficientemente la derrota del buque.

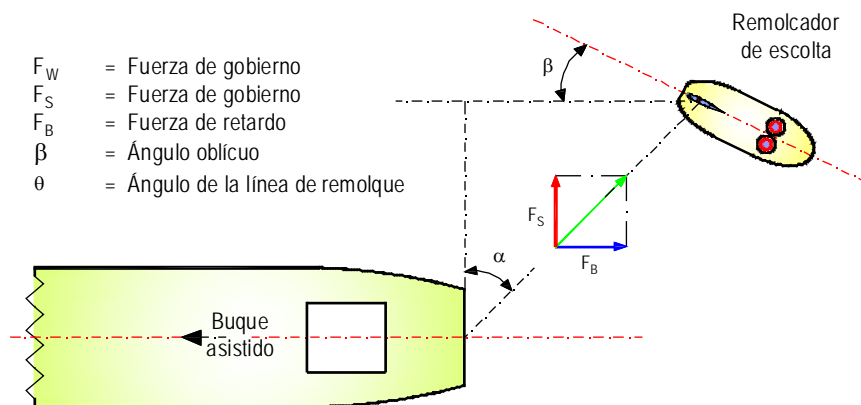
De la misma forma que se hace con el *bollard pull* y la velocidad, las capacidades del remolcador de escolta en esta maniobra tienen que ser certificadas. Si bien es cierto que la medición y certificación del *bollard pull* y la velocidad son operaciones rutinarias, la determinación de las fuerzas máximas de gobierno y frenado generadas en la escolta suponen un reto técnico y económico superior, ya que se requiere la disponibilidad y la cooperación absoluta de un buque de grandes dimensiones que, además, tiene que tener un equipo de remolque en cubierta capaz de soportar las tensiones tan altas que se generan durante la escolta (no es la primera vez que durante estas pruebas se arrancan o parten las bitas). Una vez que el remolcador de escolta está clasificado, el operador (o el que contrata sus servicios) conoce de antemano cuáles son las principales capacidades del mismo:

- Fuerzas máximas de gobierno y frenado generadas en un rango de velocidades explícitas;
- *Bollard pull*;
- Velocidad en navegación libre y;
- Estabilidad y seguridad operacional en todas las condiciones de escolta.

7.11.2 LAS SOCIEDADES DE CLASIFICACIÓN DNV GL Y BV

Como hemos dicho anteriormente, de todos los reglamentos de las Sociedades de Clasificación analizados, haremos mención fundamentalmente al reglamento de *DNV GL* por ser el más exigente y profesional en cuanto a la operación de escolta. En la edición de enero de 2016 sobre las *Reglas para la Clasificación de los Buques “Rules for Classification Ships”* en su *Parte 5, Capítulo 10, Sección 11* se requiere que para que un remolcador sea certificado y clasificado como remolcador de escolta, es necesario que previamente se realice una prueba de escolta a escala real para controlar el gobierno y velocidad del buque asistido “*assisted vessel*” a una velocidad “*escort test speed*” normalmente de 8 y/o 10 nudos (DNVGL, 2016b, p. 98).

No obstante, *BV* también es una Sociedad con un nivel de exigencia bastante elevado para la clasificación de remolcador de escolta, por lo que allí donde proceda y como complemento a lo estudiado del reglamento de *DNV GL*, haremos mención al reglamento de esta Sociedad, aunque en muchos puntos resultan coincidentes.



- α Ángulo que forma la línea de remolque con el espejo de popa del buque asistido o, ángulo complementario al que forma la línea de remolque con la línea de crujía del buque asistido.
- β Ángulo oblicuo formado por la línea de crujía del remolcador con la dirección del flujo de agua (rumbo del buque). También conocido como ángulo de ataque o deriva.
- F_T Fuerza total aplicada sobre la línea de remolque.
- F_S Fuerza de gobierno. Componente transversal de F_T que genera una fuerza de gobierno sobre el buque asistido.
- F_B Fuerza de frenado o retardo. Componente longitudinal de F_T que genera una fuerza de frenado sobre el buque asistido.

Figura 7.76 Configuración típica de la operación de escolta con un remolcador tractor Voith (DNVGL, 2016a, p. 18). Dibujo: Santiago I. Baniela.

7.11.2.1 La notación del remolcador de escolta y las pruebas reales

La notación de la Clase como remolcador de escolta se basa en los resultados obtenidos de las pruebas a escala real que deben realizarse a 8 y/o 10 nudos de acuerdo a los límites de estabilidad aceptables establecidos en las propias Reglas “*Full scale testing escort vessels*” estando supervisadas por un inspector de la propia Sociedad. Una vez finalizan las pruebas de forma exitosa, la Sociedad emite un certificado indicando la calificación alcanzada según la siguiente notación: *Tug (Escort (F_s [tons], t [segundos], v [nudos]))*.

Esta notación significa que el remolcador de escolta es capaz de generar y transmitir a la línea de remolque una fuerza de gobierno transversal continua de F_s toneladas para controlar al buque asistido mientras se desplaza con una velocidad adelante de v nudos. Además, puede maniobrar de forma eficiente desde una posición operativa por la popa y abierto por un costado del buque asistido a la posición simétrica en el otro costado en t segundos. Durante las pruebas reales deben realizarse las siguientes operaciones (DNVGL, 2016b, p. 102):

1. **Mediciones de la fuerza de gobierno (F_s)** “*measurement of steering force*”. El remolcador de escolta permanece unido a la popa del buque asistido a través de la línea de remolque, siguiéndolo con la línea de remolque en banda y navegando a su misma velocidad. Posteriormente, el remolcador se posiciona con el ángulo oblicuo o de deriva acordado respecto al flujo de agua (β) para generar las fuerzas hidrodinámicas necesarias con la obra viva que son utilizadas para gobernar al buque asistido. Durante la prueba se registran las fuerzas sobre la línea de remolque F_T de tal forma que estas lecturas, combinadas con los ángulos respectivos de α y β , permiten determinar la fuerza de gobierno F_s .
2. **Prueba de maniobrabilidad** “*manoeuvre test*”. El remolcador de escolta se sitúa en una posición de generación de fuerzas de gobierno con la línea de remolque abierta, como mínimo, 30° respecto a la línea de crujía del buque ($\alpha = 60^\circ$) y a continuación se desplaza hasta la posición simétrica en el otro costado, midiendo el tiempo t que necesita para ello.

La fuerza generada y transmitida por la línea de remolque F_T durante la prueba de medición de la fuerza de gobierno se selecciona de entre los intervalos mínimos de tiempo en los cuales el ángulo de escora no supera el ángulo de escora límite reflejado en el cuadernillo de estabilidad aprobado, garantizando de esta forma que el remolcador se opera constantemente dentro de los márgenes de seguridad.

La intensidad de la fuerza sobre la línea de remolque F_T depende de la condición de carga del remolcador, por lo que, a diferentes condiciones de carga, se obtienen distintos parámetros de

clasificación, de ahí que sea responsabilidad de las partes interesadas, cargar y lastrar el remolcador adecuadamente antes de realizar las pruebas, con el objetivo de conseguir la máxima fuerza de gobierno, pero sin que se superen los límites máximos de estabilidad establecidos en las propias Reglas.

También se establece que la maquinilla de remolque tiene que tener un sistema hidráulico de reducción de la tensión en la línea de remolque, de tal modo que desvira o arría antes de que se alcance el 110% de la tensión máxima tasada por la Sociedad. Por otra parte, durante las operaciones normales de escolta, la retención del remolque recae sobre los engranajes y el sistema hidráulico de la propia maquinilla y no sobre los frenos.

7.11.2.2 Preparación de la prueba

Evidentemente, para determinar cuál es la fuerza máxima F_T que el remolcador puede generar sobre la línea de remolque a la velocidad v , es necesario contar durante unas pocas horas con un buque de grandes dimensiones que haga el papel de escoltado (un buque pequeño necesita fuerzas de gobierno pequeñas por lo que los parámetros de clasificación que se obtienen también son inferiores).

Antes de efectuar las pruebas, hay que redactar un programa, que tiene que ser aceptado por la Sociedad, y que debe incluir toda aquella información que se considere necesaria para garantizar la seguridad de las pruebas, cumpliendo en todo momento con la reglamentación internacional, nacional y local sobre seguridad y protección del medio ambiente⁵⁹. En dicho programa se deben incluir los siguientes puntos, que pueden obtenerse previamente a través de ensayos de modelos a escala o incluso estimaciones (DNVGL, 2016a, pp. 7-8):

- Disposición general del remolque:
 - ✓ Velocidad y rumbo de los buques;
 - ✓ Derrota;
 - ✓ Longitud, resistencia y capacidades de la línea de remolque y;
 - ✓ Ángulos α y β aproximados durante la medición de la fuerza de gobierno.
- Cálculo de la fuerza total sobre el remolque F_T , fuerza de gobierno F_S , fuerza de frenado F_B y la potencia necesaria del sistema de propulsión del remolcador para equilibrar el ángulo oblicuo β ⁶⁰;
- Cálculos de estabilidad (condición de salida y llegada) que demuestren el cumplimiento con los criterios de la OMI y de la Sociedad;

⁵⁹ Mencionar que es responsabilidad del armador o el astillero constructor gestionar todos los aspectos operativos necesarios para demostrar que el remolcador cumple con las Reglas de la Sociedad en una prueba real.

⁶⁰ Aunque, tal y como vimos cuando se estudiaron los métodos de asistencia, los valores máximos de fuerza de gobierno F_S y de frenado F_B se producen con diferentes combinaciones de $\alpha - \beta$.

- Información de la maquinilla de remolque (capacidad de frenado y parámetros de arriado/virado en modo automático);
- Sistema de propulsión (tipo y potencia);
- Documentación de los puntos reforzados del buque empleados durante la prueba⁶¹. Basta con un certificado de la carga máxima de seguridad, conocido por las siglas *SWL* “*Safety Working Load*” o una declaración escrita del capitán del buque indicando las tensiones y direcciones máximas aplicables;
- Información sobre el equipo de medición;
- Medios de comunicación empleados durante la prueba y;
- Planificación con el horario preliminar de la prueba.

Sobre la amurada del remolcador, si el punto de remolque es un punto fijo, se pinta una escala graduada a intervalos de 10° para tener una lectura aproximada del ángulo α durante la prueba (ver figura 7.77).

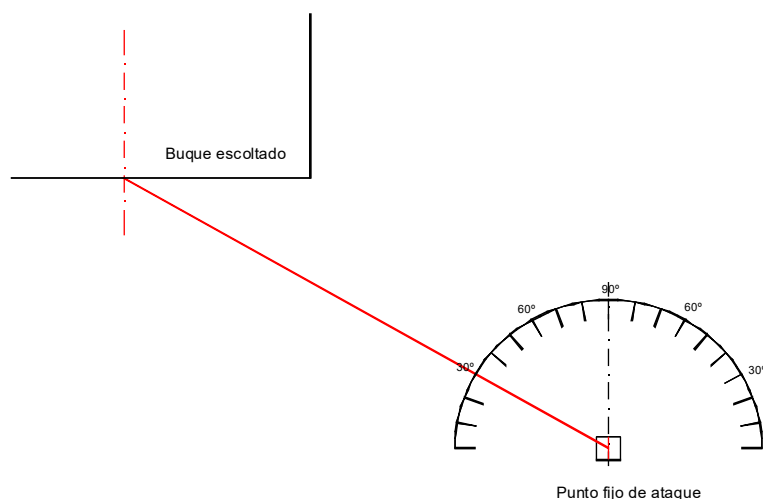


Figura 7.77 Representación de la graduación pintada en la amurada del remolcador donde el punto de remolque es un punto fijo (DNVGL, 2016a, p. 9). Dibujo: Santiago I. Baniela.

En cambio, en los remolcadores con guías de remolque tipo “U” invertidas “*towing staple*” donde la línea de remolque puede trabajar y moverse libremente a lo largo del ancho de la abertura de la guía, se pintan sobre la amurada dos escalas graduadas, también a intervalos de 10°, de tal forma que el ángulo de 90°, que se corresponde con el inicio de cada escala, se alinea con la cara interior respectiva de la guía de remolque (ver figura 7.78).

⁶¹ Hay que tener en cuenta que el remolque puede trabajar formando un ángulo de 90° respecto a la línea de crujía del buque escoltado (paralelo al espejo de popa) y provocar fuerzas transversales adicionales sobre la guía tipo panamá.

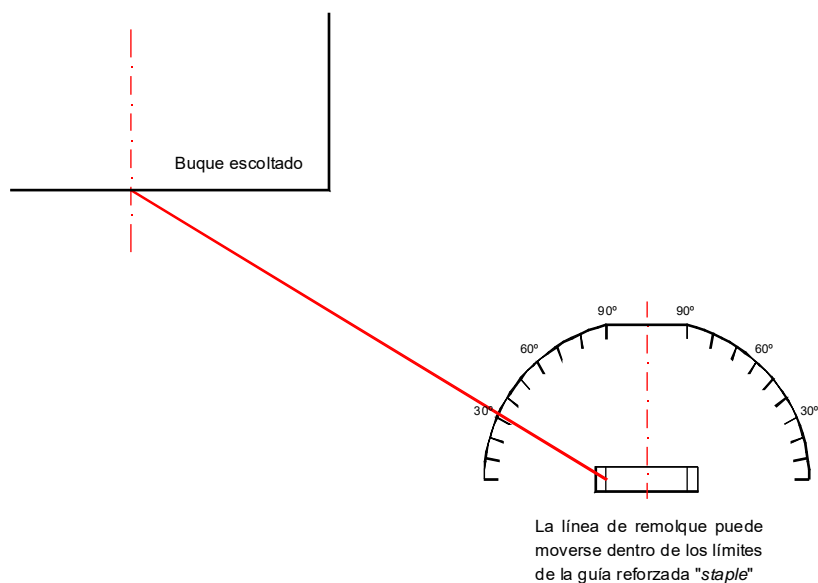


Figura 7.78 Representación de los dos grupos de graduaciones pintadas en la amurada del remolcador con guías de remolque tipo “U” invertidas (DNVGL, 2016a, p. 9). Dibujo: Santiago I. Baniela.

El equipo de medición utilizado durante las pruebas puede formar parte del equipo permanente del remolcador o del buque asistido, o utilizarse exclusivamente para las mismas. En cualquier caso, antes de iniciar las pruebas se deben comprobar el estado y funcionamiento de los siguientes equipos: dinamómetro; clinómetro; sistemas de posicionamiento interno y global (DGPS conectado con la giroscópica); sincronización de todos los relojes de los equipos individuales; sistema de registro con copia de seguridad; disponibilidad de tener al menos dos cronómetros y; sistema para transmisión continua de las lecturas de velocidad.

Los tanques y la condición de carga del remolcador tienen que estar en una condición igual o casi igual a las condiciones de salida o llegada de las operaciones de escolta o, en una situación de carga intermedia entre ambas. Desde el punto de vista de la estabilidad, el hecho de no hacerlo supone que no se cumplen con los criterios de estabilidad, por lo que el remolcador puede reaccionar de forma impredecible e incluso volcar, mientras que, desde el punto de vista de la certificación, no se alcanzan los ángulos de escora críticos, y por tanto no se conocen cuáles son los límites válidos para la notación.

Antes de las pruebas, se debe mantener una reunión o conferencia donde se tratan todos los aspectos de seguridad que se exigen durante las mismas y a la que deben asistir, al menos (DNVGL, 2016a, p. 10):

- El capitán y la tripulación del remolcador;
- El práctico, capitán y oficiales del buque escoltado;
- Las personas con responsabilidades en las mediciones, observaciones, etc. a bordo del buque y del remolcador y;
- El inspector de DNV GL.

Antes de que el remolcador salga del atraque para realizar las pruebas, de cara a la verificación de la condición de estabilidad aprobada, se deben tomar los siguientes datos:

- Calados a proa y popa;
- Sondar los tanques (agua de lastre, combustible, agua dulce, etc.) y llenar completamente el mayor número posible (el número de tanques parcialmente llenos debe ser mínimo) y;
- Altura del punto de remolque sobre la línea de agua.

En cuanto al buque asistido, se deben registrar, entre otros:

- Nombre y número OMI;
- Dimensiones principales;
- Calado a popa y;
- Altura de la guía tipo panamá sobre la línea de agua y su posición transversal respecto a la línea de crujía.

7.11.2.3 Parámetros operacionales

El inspector de la Sociedad debe verificar que los equipos están operativos y se cumplen los siguientes criterios (DNVGL, 2016a, pp. 11-12):

- Que el freno mecánico de la maquinilla está desconectado durante las pruebas y que la maquinilla trabaja en modo de tensión automática;
- Que la maquinilla arría automáticamente antes de que la tensión en la línea de remolque exceda el 110% de la fuerza total estimada F_T .
- Que el mecanismo de largado rápido de emergencia de la maquinilla trabaja adecuadamente desde todas las posiciones posibles del remolque, y que después de un arriado de emergencia, el freno queda en operación normal, sin retrasos;
- Que se utiliza la misma longitud de remolque en la prueba de maniobrabilidad y en la de medición de la fuerza de gobierno;
- Que todo el personal involucrado está familiarizado con las pruebas planificadas;
- Que mientras la línea de remolque tiene tensión, no hay nadie sobre la cubierta del buque y del remolcador;
- Que existe un sistema de comunicación eficiente entre todas las partes involucradas en las pruebas;
- Que, según la documentación existente, el punto donde se hace firme el remolque y la guía en el buque asistido son adecuados para resistir las tensiones previstas;
- Que se efectúa una pequeña prueba inicial para verificar que las lecturas y registros se hacen en tiempo real y con la frecuencia establecida;

- Que las lecturas se registran de forma manual y continua durante todas las pruebas;
- Que el buque asistido mantiene el rumbo y la velocidad⁶²;
- Que las lecturas se consideran válidas cuando se mantienen estables un intervalo mínimo de 30 segundos y;
- Que los equipos del remolcador no se sobrecargan (se comprueba la temperatura del agua de refrigeración y del escape) y que todos los equipos auxiliares (bombas, generadores y cualquier sistema accionado por los motores o ejes principales) están conectados durante las pruebas.

7.11.2.4 Registros durante las pruebas reales

Durante las pruebas de mar se miden de forma continua y en tiempo real los siguientes parámetros para su análisis posterior:

- En el buque asistido:
 - ✓ Velocidad sobre el agua, tanto en la prueba de fuerza de gobierno como en la prueba de maniobrabilidad (por lo que hay que calcular la intensidad de la corriente);
 - ✓ Tiempo empleado por el remolcador en desplazarse desde una posición de gobierno abierto 30° respecto al buque escoltado ($\alpha=60^\circ$) hasta alcanzar la posición simétrica en el costado opuesto (prueba de maniobrabilidad);
 - ✓ Intensidad y dirección de viento, estado de la mar y corriente;
 - ✓ Posición;
 - ✓ Rumbo;
 - ✓ Ángulo de timón;
 - ✓ Ángulo α que forma la línea de remolque con respecto al espejo de popa del buque (en la prueba de medición de la fuerza de gobierno y en la de maniobrabilidad) y;
 - ✓ Calados y peso muerto.
- En el remolcador de escolta:
 - ✓ Tensión de la línea de remolque en la prueba medición de la fuerza de gobierno y en la prueba de maniobrabilidad;
 - ✓ Longitud de la línea de remolque;
 - ✓ Ángulo de ataque o deriva β en la prueba de medición de la fuerza de gobierno;

⁶² Si el tamaño del buque permite resistir las fuerzas de gobierno generadas por el remolcador sin usar ángulos demasiado grandes de timón, puede emplear el piloto automático. Si no, emplearía el gobierno manual y la máquina para mantener el rumbo y la velocidad.

- ✓ Ángulo de escora;
- ✓ Intensidad y dirección de viento, estado de la mar y corriente;
- ✓ Rumbo;
- ✓ Velocidad sobre el agua y;
- ✓ Condición de carga y calados;

7.11.2.5 Informe de las pruebas

Una vez finalizadas las pruebas, en la etapa de verificación y estudio de los resultados se analizan los siguientes aspectos:

- No se aceptan ángulos de escora que superen el ángulo crítico de escora calculado y aprobado para la escolta;
- Se contrastan los registros de las lecturas informáticas con las lecturas manuales y;
- Se debate abiertamente sobre la ejecución de las pruebas para detectar anomalías y posibles fuentes de error en las lecturas automáticas y manuales.

Posteriormente, si las pruebas resultaron exitosas, el inspector envía un informe a la Sociedad, quien a la vista de los resultados emite el Certificado de Escolta “*Escort Certificate*”⁶³ y prepara un escrito para el armador. Como hemos dicho anteriormente, para la emisión del certificado la Sociedad tiene en cuenta únicamente las tensiones registradas de forma estable durante un período mínimo de 30 segundos, lo que en combinación con los ángulos respectivos de α - β permiten determinar la fuerza de gobierno F_S .

Si un remolcador de nueva construcción tiene una disposición, estructura del casco, maquinaria, estabilidad, condiciones de carga y peso en rosca muy similar (o es gemelo) a uno que ya fue clasificado como Remolcador de Escolta *Tug (Escort)*, la Sociedad podría utilizar los resultados de las pruebas de mar del remolcador clasificado como fundamento para clasificar también al remolcador de nueva construcción. A este respecto, mencionar que en 2013 la Sociedad de Clasificación *Bureau Veritas* aprobó un nuevo programa informático *CFD* de predicción de fuerzas de gobierno y frenado, y de la estabilidad del remolcador de escolta (de acuerdo a los requisitos exigidos por la propia Sociedad) que fue desarrollado por *Robert Allan Ltd.* como base para garantizar formalmente la notación de la Clase “*Escort Tug*” de forma informática (Robert Allan, Ltd., 2013). El desarrollo de este nuevo programa *CFD* autorizado por la Sociedad fue un trabajo duro y complejo. Básicamente, la dificultad radicaba en que, teniendo

⁶³ Así por ejemplo, en el certificado del *DNV* del remolcador de escolta tractor *Voith “Boxer”* ([http://www.bube.no/images/Marketing/Services/Harbour Towage S E/escort tugs/certificate escortsteeringboxer.pdf](http://www.bube.no/images/Marketing/Services/Harbour_Towage_S_E/escort_tugs/certificate_escortsteeringboxer.pdf)), se refleja que, tras la prueba realizada, es capaz de generar fuerzas de gobierno “*Tonnes of Steering Pull*” de 125 tons a 8 nudos y 148 tons a 10 nudos.

en cuenta que en el proceso de predicción se deben conocer las fuerzas generadas por el casco, los propulsores, la línea de remolque, el ángulo de ataque de equilibrio y la escora del remolcador en todas las operaciones de escolta interesantes, no se disponía de los resultados de pruebas de modelos o a escala real para cada tipo de remolcador analizado. No obstante, una vez desarrollado, la ventaja de un programa de estas características es que pone a disposición del armador del remolcador una herramienta muy útil de predicción ya en las primeras etapas de diseño, sin las demoras, complejidad y costes elevados de las pruebas de modelos y a escala real⁶⁴.

Según *BV* (Bureau Veritas, 2014, p. 15) cuando se efectúan cálculos preliminares del momento máximo de escora mediante programas informáticos, para su comparación con los resultados de las pruebas reales y/o de modelos, se deben presentar a la Sociedad los siguientes ítems:

- Cálculo de la fuerza de arrastre “*drag*” y de sustentación “*lift*” del casco y apéndices;
- Fuerzas de empuje;
- Efecto de la interacción entre el casco, quillón y sistemas de propulsión;
- Efecto de la separación del fluido “*stall*”;
- Efecto de las olas y/o mar de fondo y;
- Efectos dinámicos antes de que el remolcador alcance una posición estable por la popa del buque escoltado y de escala.

7.11.2.6 Estabilidad

Durante mucho tiempo se consideró que el límite máximo de estabilidad (o escora) aceptable del remolcador durante las operaciones de escolta era el punto de inmersión de los extremos de la cubierta (trancanil) en el agua, ya que era una situación fácilmente observable para el operador. Consecuentemente, este punto se correspondía con el ángulo de escora límite para el cual se calculaba la capacidad del remolcador para generar las máximas fuerzas de gobierno y frenado. Sin embargo, esta escora a menudo se corresponde con el punto de máxima energía adrizante, más allá del cual la capacidad de adrizamiento del remolcador experimenta un cambio brusco negativo. Por tanto, teniendo en cuenta las grandes fuerzas de escora que se producen durante la escolta, principalmente en situaciones de mala mar, resulta imprescindible que tengan un cierto margen de estabilidad positiva que garantice la seguridad del remolcador en todo momento. Por ello *DNV GL* impuso requisitos de estabilidad durante las operaciones de escolta más restrictivos (DNVGL, 2016b, pp. 113-114):

⁶⁴ Aunque algunas Sociedades habían aprobado previamente programas de ordenador específicos para cada remolcador concreto de nueva construcción y con los que se efectuaban las predicciones de sus capacidades escolta, la mayoría todavía exigen la realización de una prueba real antes de emitir la notación de la Clase de escolta.

- a. El área bajo la curva de brazos adrizantes y la curva de brazos escorantes cumplirá la siguiente ratio:

$$R(abs) \geq 1,25$$

Donde $R(abs)$ = relación entre las áreas adrizantes y escorantes entre el punto de equilibrio y el ángulo de 20° de escora. La posición de equilibrio se alcanza cuando el remolcador aplica la máxima fuerza de gobierno.

- b. El brazo escorante se obtiene de las pruebas y deberá permanecer constante desde la posición de equilibrio hasta los 20° de escora.

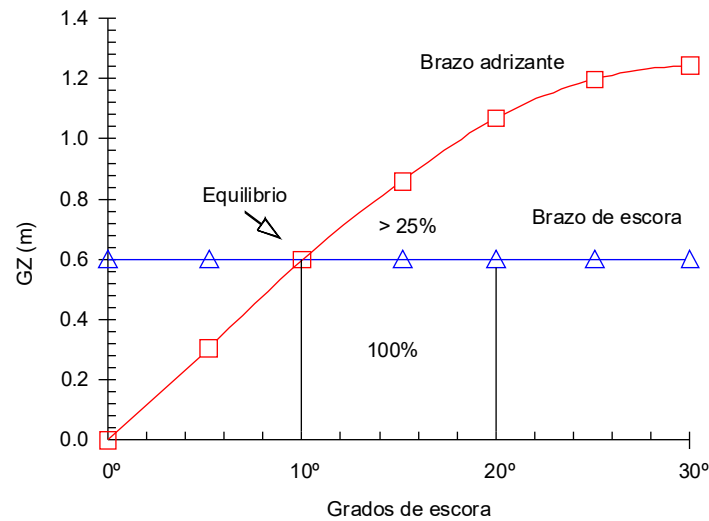


Figura 7.79 Equilibrio a 20° según DNV GL (DNVGL, 2016b, p. 114). Dibujo: Santiago I. Baniela.

- c. Se debe cumplir la siguiente condición:

$$A + B \geq 1,4 (B + C)$$

Donde

$A + B$ = área bajo la curva GZ o brazos adrizantes y;

$B + C$ = área bajo la curva de momento escorante,

Las áreas se toman desde la posición de adrizado (escora 0°) hasta el ángulo de escora de inundación o 40°, en función de cual sea menor.

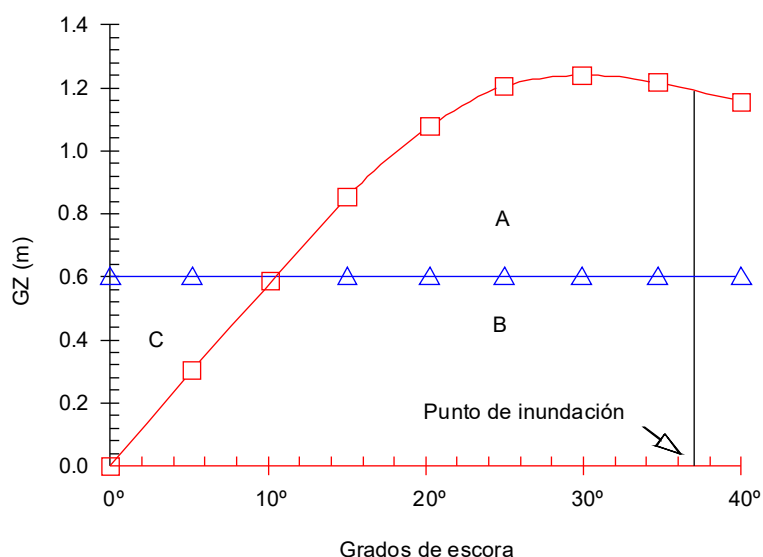


Figura 7.80 Requisitos del área total según DNV GL (DNVGL, 2016b, p. 114). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Una vez se determina el ángulo de escora máxima admisible, se puede marcar en el clinómetro del puente para que el capitán del remolcador pueda compararla fácilmente con la escora real en ese momento, e incluso, si es necesario, se puede instalar una alarma sonora que salte cuando la escora del remolcador alcance esa escora máxima⁶⁵. De esta forma, el capitán puede concentrarse en las tareas de remolque en lugar de tener que mirar constantemente por encima del hombro para comprobar si la cubierta se sumerge o no en el agua.

Si el remolcador de escolta fuese clasificado para conseguir la máxima fuerza de gobierno con un ángulo de escora igual a la escora de inmersión de la cubierta en el agua, la reserva de flotabilidad y la capacidad de adrizamiento del remolcador en situaciones de mala mar se verían muy reducidas, y con ello, su eficiencia en general. En cualquier caso, se deben tomar las medidas oportunas para garantizar que el remolcador tiene un margen de estabilidad suficiente durante todo el tránsito, suponiendo un aumento de su desplazamiento (embarque de agua o presencia de hielo) o una reducción del mismo (consumo de fuel y provisiones).

Si durante la vida operativa del remolcador se produjese cualquier alteración que afectase a los datos de estabilidad, se deberían realizar las adendas de estabilidad oportunas para que el capitán esté puntualmente informado⁶⁶. Precisamente para que el capitán conozca los límites

⁶⁵ En caso de que se tratase de un clinómetro electrónico, éste podría programarse con tres zonas diferenciadas en función de la escora alcanzada, que arbitrariamente podrían ser las siguientes: zona verde, cualquier ángulo de escora comprendido por debajo de la escora aprobada por la Clase para la operación segura de escolta; zona ámbar, correspondiente a ángulos de escora por encima del límite impuesto por la Clase pero donde las características de la estabilidad dinámica hacen que dicha operación todavía sea segura y; zona roja, que abarca los ángulos de escora en los cuales los márgenes de seguridad para operaciones dinámicas no son suficientes. En cualquier caso, los puntos de separación de estas tres zonas tendrían que ser analizados en función del remolcador que se trate (Allan, 2016, p. 35).

⁶⁶ Durante la vida operativa del remolcador, para verificar cualquier cambio en su desplazamiento en rosca y la posición longitudinal del centro de gravedad en esta condición, se pueden efectuar inspecciones periódicas sin combustible, provisiones, pertrechos, etc.

como remolcador de escolta, el cuadernillo de estabilidad debe contener, como mínimo, la siguiente información:

- Zona operativa de diseño y condiciones ambientales para las operaciones de escolta;
- Velocidad de escolta máxima;
- Una tabla con los ángulos de ataque máximos y la fuerza sobre el remolque asociada, en función de las condiciones de carga y velocidad. Esta tabla debería estar en el puente y en las proximidades del puesto de control e;
- Instrucciones para el capitán respecto a la operación del remolcador y del equipo de remolque.

7.11.2.7 Consideraciones acerca del equipo de remolque para la notación como remolcador de escolta según BV

- Se debe facilitar a la Sociedad, para su aprobación y posterior asignación de Clase como remolcador de escolta “*Escort Tug*”, la siguiente documentación (Bureau Veritas, 2014, pp. 21-24):
 - ✓ Planos de la maquinilla de escolta que incluyan los tambores, ejes principales, polines de apoyo, frenos y engranajes;
 - ✓ Diagramas de la instalación del sistema de control hidráulico y eléctrico de la maquinilla;
 - ✓ Planos de las guías y polines del equipo de remolque;
- La resistencia nominal o resistencia a la rotura que se tiene en cuenta para calcular la resistencia de los elementos que componen el equipo de remolque de escolta y las estructuras de apoyo o polines asociados son las siguientes:

Fuerza total sobre el remolque F_T (kN)	Resistencia a la rotura (kN)
$F_T \leq 500$	$3 F_T$
$500 < F_T < 1000$	$\frac{2000 - F_T}{500} \times F_T$
$F_T \geq 1000$	$2 F_T$

Figura 7.81 Tabla con la resistencia a la rotura del equipo de remolque de escolta en función de la fuerza soportada por el cabo de remolque (Bureau Veritas, 2014, p. 22).

- Cuando las guías o estructuras de apoyo (polines) hayan sido diseñadas para una carga de trabajo segura “*SWL*” específica, y definida como la carga de trabajo máxima estática, estos equipos deben poder soportar una tensión igual a 2 veces el *SWL*;
- Las maquinillas y todos los dispositivos que forman parte del equipo habitual del remolque de escolta (guía-cabos, guías “U” invertidas “*staples*”, etc.), deben instalarse

en la línea de crujía del remolcador con el objeto de minimizar el momento de escora generado cuando la línea de remolque coge tensión;

- Se debe instalar un dispositivo de largado de emergencia “*emergency quick-release*” fiable y capaz de arriar la línea de remolque aun estando sometida a la máxima tensión y con independencia del ángulo que adopte, y estar operativo en caso de un fallo en el suministro de energía principal. El sistema de activación debe poder generarse desde una posición en el puente que tenga el control del remolque con una visión en los 360° y estar protegido para evitar una activación accidental. El periodo de tiempo transcurrido entre la activación y el momento en que se arría la línea de remolque debe ser lo más pequeño posible;
- La velocidad de arriado de la maquinilla permitirá que la tensión en el remolque se reduzca lo más rápidamente posible pero de forma controlada, para lo cual se instalan unos dispositivos que evitan el giro descontrolado del tambor “*spinning*”⁶⁷ y de la línea de remolque;
- Después de activar el dispositivo de arriado de emergencia, los frenos de la maquinilla estarán operativos de forma inmediata para trabajar de forma normal, mientras el motor de la maquinilla se engrana manualmente. Los procedimientos de arriado del dispositivo de emergencia, incluyendo los tiempos de retardo y velocidad de arriado, deben comunicarse a la tripulación, y toda la información vital para la seguridad debe instalarse en las proximidades del puesto de control;
- La línea de remolque debe protegerse para evitar daños por aplastamientos y abrasiones, y para ello, las guías, la regala y cualquier elemento que pueda estar en contacto con la misma debe estar perfectamente mantenida, redondeada y sin resaltes;
- La longitud total de la línea de remolque estibada en el tambor de la maquinilla debe ser aquella que, en condiciones normales de operación, permanezca siempre estibada, como mínimo, una capa (fila) de estiba, y en ningún caso, durante la operación, deben quedar estibadas menos de 3 vueltas sobre el propio tambor;
- Las dimensiones del tambor deben tener en cuenta las especificaciones y la tendencia de los cabos a doblarse (datos facilitados por el fabricante). Además, las orejetas de la maquinilla deben tener unas dimensiones que eviten que los cabos estibados sobre el tambor sobresalgan hacia afuera;
- En caso de un fallo en la fuente de energía principal, el freno de la maquinilla sobre el tambor debería actuar de forma inmediata (manualmente o por cualquier otro sistema).
- Las maquinillas utilizadas en zonas donde es probable que se produzcan oscilaciones dinámicas sobre la línea de remolque (zonas abiertas o expuestas a las olas), estarán

⁶⁷ El “*spinning*” del tambor de la maquinilla puede hacer que la línea de remolque se enrede e impedir que se siga arriando.

equipadas con un sistema activo de arriado y virado, y son conocidas como maquinillas *Render-Recover*. Este sistema arría la línea de remolque de forma automática, fiable y controlada cuando la tensión sobre la misma supera en un 110% la tensión preestablecida (ajustable) y, cuando la tensión se reduce, el sistema vira el remolque para evitar senos;

- Para las operaciones de escolta que se realicen en situaciones de calma (puertos o aguas protegidas), la retención de la línea de remolque puede realizarse con los frenos de la maquinilla actuando sobre el tambor. En este caso, la capacidad de retención de los frenos *BHL*⁶⁸ tiene que ser, al menos, 2 veces la fuerza máxima sobre el remolque F_T ;
- Las maquinillas deben estar equipadas con instrumentos de medición de la tensión sobre el remolque, ubicados en las proximidades del puesto de control o cualquier otra situación apropiada;
- El equipo de remolque estará dispuesto para permitir que, durante el virado, la línea de remolque se estibe en el tambor de forma adecuada. Generalmente esto se consigue con un diseño optimizado de la guía “*staple*” que se encarga de dirigir la línea de remolque entre la maquinilla y el buque escoltado. No obstante, suele instalarse un estibador “*spooling device*” (que a día de hoy resulta imprescindible) en cuyo caso debe estar construido con una resistencia a la rotura igual que los demás elementos de guía de la línea de remolque;
- Las maquinillas, incluidos los dispositivos de arriado de emergencia, normalmente se prueban a la carga de resistencia a la rotura, en presencia de un inspector de la Sociedad y en unas instalaciones apropiadas para generar esa tensión en la línea de remolque (por ejemplo, en las instalaciones del fabricante). Posteriormente, el inspector puede solicitar al fabricante de la maquinilla los registros de esas pruebas;
- En caso de que una maquinilla gemela ya fuese probada de forma satisfactoria con una determinada tensión, es suficiente con que la nueva maquinilla efectúe una prueba operacional a bordo del remolcador, en presencia de un inspector de la Sociedad, para comprobar el funcionamiento del equipo de remolque en condiciones normales de operación, en situación de remolque de escolta y en condiciones de emergencia (arriado del dispositivo de emergencia y fallo en el suministro de energía principal). Los registros de estas pruebas se deben mantener a bordo y estar disponibles para presentarlos a la Sociedad en cualquier momento y;

⁶⁸ Acrónimo anglosajón de “*Brake Holding Load*” o carga de retención del freno que se corresponde con la fuerza máxima sobre el remolque que la maquinilla puede resistir sin que el freno (activado) resbale o patine, y considerando que solamente está estibada sobre el tambor la primera capa (fila) de la línea de remolque.

- Por último, los remolcadores de escolta estarán equipados con un sistema calibrado de medición del ángulo de escora o clinómetro, situado en el puente en las proximidades del puesto de control u otra ubicación apropiada.

CAPÍTULO VIII. LAS LÍNEAS DE REMOLQUE Y LAS MAQUINILLAS

8.1 EL EQUIPO DE REMOLQUE A BORDO DEL BUQUE ESCOLTADO

Las recomendaciones que derivan de la resolución *MSC.35 (63) [20 Mayo 1994]* de la OMI establecen que las capacidades del equipo de remolque de los buques tanque objeto de escolta (petroleros, gaseros y quimiqueros) con un peso muerto entre 20.000 tons y 50.000 tons tengan una gateras, guías y bitas con refuerzos adecuados para trabajar con una única línea de remolque en sencillo y proporcionar un *SWL* mínimo de 100 tons, y los buques de más de 50.000 tons de peso muerto, unos equipos con un *SWL* mínimo de 200 tons. Además, en casi todos los casos se debería instalar un punto de remolque independiente del de emergencia y convenientemente reforzado en el que poder hacer firme el remolque de escolta o portuario, de tal forma que, si para la operación de escolta se utilizan bitas estándares, éstas deberían tener un diámetro de 800 mm, que proporcionan un *SWL* general de 200 tons.

Cuando el equipo de remolque utilizado para la escolta sea totalmente independiente de los elementos de remolque de emergencia requeridos por el *SOLAS* y adoptadas por la OMI en 1994, es recomendable tener en cuenta los siguientes aspectos, siempre y cuando no limiten la disposición del citado remolque de emergencia (OCIMF, 2008, pp. 54-56):

- Los elementos principales del equipo de remolque y polines deberían estar diseñados para soportar una carga mínima de 2 veces el *SWL*;
- La disposición del equipo de remolque debería permitir trabajar a éste con ángulos de 90° respecto a la línea de crujía del buque en el plano horizontal y hacia ambos costados, y con ángulos de 30° en sentido vertical y hacia abajo;
- El punto por donde el remolque accede al buque asistido o gatera debería estar situada en su popa y lo más cerca posible de la línea de crujía. Esta gatera debería de ser oval y, en caso contrario, tener las esquinas perfectamente redondeadas;
- El punto donde se hace firme el remolque o bita debería de estar alineado longitudinalmente con la gatera y totalmente libre de obstrucciones;
- La gatera debería de tener un diámetro mínimo de 600 mm y una altura mínima de 300 mm. Estas dimensiones tienen en cuenta el uso de cabos de fibras sintéticas de última generación *HMPE* “*High Modulus Polyethylene*”, en los cuales el diámetro mínimo de curvatura habitual para que su resistencia no se vea afectada al trabajar sobre elementos redondeados está entre 8 y 10 veces el diámetro del cabo. Además, se contempla el espacio adicional necesario que ocupa la instalación de elementos protectores en los cabos para evitar el contacto directo y el desgaste contra la superficie de las gateras;
- La distancia máxima entre la bita y gatera de remolque debería ser de 4,0 m (que puede ser difícil de conseguir en buques con un peso muerto inferior a 50.000 tons) para asegurarse de que la gaza del cabo queda por dentro de la gatera y no trabaja sobre ella.

Si esta distancia es inferior a 4,0 m, se debería de notificar inmediatamente al remolcador;

- Cada elemento del equipo de remolque debería de tener perfectamente marcado su SWL mediante soldadura y expresado en toneladas (letra “t”) para evitar cualquier confusión;
- Los equipos fijos como bitas, gateras y polines deberían de haber sido probados para hacer frente a las tensiones generadas. El buque debería de tener una copia del certificado de prueba de los fabricantes o de conformidad que demuestre que esos equipos se construyeron siguiendo unos estándares reconocidos y que se especifican la carga de diseño, el factor de seguridad y la carga de trabajo. El buque también debería de tener un certificado que acredite la resistencia de estos equipos, demostrado a través de una serie de cálculos y una inspección de la instalación. Estos certificados deberían de ser emitidos por una Sociedad de Clasificación;
- El equipo de remolque debería de inspeccionarse periódicamente y estar bien mantenido;
- Se deberían instalar medios para largar el remolque de forma segura y dejar libre el remolcador contemplando el escenario de la peor condición meteorológica posible. Esta maniobra debe realizarse de forma controlada, lascando el cabo poco a poco y, si es necesario, utilizando un mensajero para evitar que se produzca un “latigazo” y;
- Las gateras, guía-cabos y bitas utilizadas para las operaciones con remolcadores deberían de estar marcadas de forma clara y preferentemente pintadas en un color que destaque.

8.1.1 GATERAS CERRADAS VS GUÍAS DE RODILLOS A BORDO DE LOS BUQUES ASISTIDOS

Muchos operadores consideran que las guías de rodillos instaladas en las amuradas de los buques asistidos son mejores que las gateras cerradas por tener partes móviles en contacto con la línea de remolque que reducen la abrasión. Aunque en parte es cierto, como muchos cabos de fibras sintéticas *HMPE* tienen un bajo coeficiente de fricción, al trabajar sobre esos rodillos no se crea la fricción suficiente entre ambos para provocar el giro de los rodillos, de tal forma que el cabo simplemente se desliza sobre los mismos (Samson, 2007). A continuación, se analizan las ventajas e inconvenientes de estos elementos:

Costes

La instalación de las guías de rodillos en los buques puede suponer una mayor inversión económica, y además precisan de mayor mantenimiento, lo que repercute en un mayor coste

operativo, a diferencia de las gateras cerradas estándar de acero, que son relativamente baratas y tienen costes de mantenimiento reducidos. Una opción intermedia en términos de costes de inversión es la instalación de gateras cerradas de acero inoxidable, más caras que las de acero estándar pero más económicas que las guías de rodillos y con un menor mantenimiento.

Mantenimiento

Independientemente de que se utilicen guías de rodillos o gateras, un mantenimiento deficiente de las mismas es un enemigo importante en la vida útil del cabo, por lo que en ambos casos se debe efectuar un mantenimiento constante, conservando las superficies de contacto lisas y libres de resaltes u oxidaciones. Por su parte, las guías de rodillos precisan de un mantenimiento adicional en los cojinetes para garantizar que los rodillos giren fácilmente, incluso aunque se utilicen protectores en los cabos.

Utilización

Las guías de rodillos pueden provocar daños en la línea de remolque cuando ésta sale de la misma hacia el remolcador con un ángulo muy agudo, circunstancia que se puede producir cuando la diferencia de alturas entre el buque asistido y el remolcador es importante. En estas condiciones, el cabo puede quedar mordido y trabajar con fuerza en las esquinas que forman los rodillos verticales y horizontales de la guía.

Abrasión

Incluso la zona de contacto más lisa provocará daños por abrasión en la superficie del cabo, formando un patrón homogéneo de desgaste sobre los rodillos de las guías y las gateras cerradas. El movimiento constante del cabo sobre la misma superficie de la gatera cerrada o los rodillos cuando éstos no giran, provoca que presenten una superficie suavizada, y resulta ser una ventaja. No obstante, cuando los rodillos giran o el cabo trabaja sobre cualquier otro rodillo horizontal o vertical no desgastado, entra en contacto con una “nueva” superficie que puede estar oxidada y provocar daños en el cabo.

Por tanto, teniendo en cuenta todo lo anterior, se estima que una gatera cerrada adecuadamente mantenida tendrá una mayor vida útil y ofrece una serie de ventajas operativas y económicas respecto a las guías de rodillos.

8.2 LAS LÍNEAS DE REMOLQUE

El incremento del tamaño de los buques asistidos y, por consiguiente, del tamaño y potencia de los remolcadores operados por pocos tripulantes, junto con la proliferación del remolque de escolta y los mayores requisitos de seguridad asociado a sus métodos de asistencia, dieron lugar a que las líneas de remolque formadas por los cables de acero o los cabos de fibra sintética tradicionales como nailon, polipropileno y el poliéster fueran reemplazados por los cabos de fibras sintéticas de última generación *HMPE* (“*High Modulus Polyethylene*”), que dan lugar a cabos más ligeros y de mayor resistencia que sus predecesores¹. Como es probable que algunos remolcadores todavía utilicen cabos de remolque de fibras sintéticas tradicionales, veremos brevemente las características de los más utilizados.

Poliéster

Es un cabo muy duradero, que tiene gran resistencia tanto en mojado como en seco, una buena resistencia a la abrasión externa y su resistencia no se ve muy mermada aunque esté sometido a cargas cíclicas (en estas condiciones, es 150 veces más resistente que el nailon y 570 veces que el polipropileno según pruebas efectuadas por *OCIMF*), por lo que, aunque son más caros, su inversión se ve amortizada por su mayor vida útil.

Tiene un bajo coeficiente de fricción que le permite deslizarse de forma relativamente fácil alrededor de los elementos de remolque (gateras, bitas, etc.) y un punto de fusión alto (230° C) que reduce las posibilidades de fusión, aunque su elasticidad es reducida y se hunden en el agua.

Nailon

El nailon es la denominación de las fibras sintéticas denominadas químicamente como poliamidas y el primer material sintético utilizado en la industria del remolque (Cid Bacorelle, 2014, p. 44; Gaston, 1996, p. 70). Si el cabo de nailon está seco, es ligeramente más resistente que el de poliéster, pero como la humedad reduce la resistencia de sus fibras, cuando está mojado tiene aproximadamente la misma resistencia de un cabo de poliéster mojado. Cuando está sometido a cargas cíclicas pierde la resistencia mucho más rápido que un cabo de poliéster por lo que si se usan calabrotes de nailon, éstos serán al menos un 37% más resistentes que el cabo al que están anudados².

¹ La evolución de la tecnología y resistencia de las fibras de los cabos hizo que, por ejemplo, un antiguo cabo de manila de 80 mm de diámetro con una carga de rotura de 38 tons podría reemplazarse actualmente por uno *UHMWPE* (“*Ultra-High Molecular Weight Polyethylene*”) del mismo diámetro con una carga de rotura de 427 tons y más ligero.

² Este coeficiente de seguridad deriva de la recomendación general del 25% establecido cuando se utilizan calabrotes más un 12% adicional por la reducción de la resistencia del nailon al mojarse.

El nailon tiene una gran elasticidad de tal forma que cuando está sometido a una tensión del 50% de su carga de rotura, se estira al menos un 12% que lo hace especialmente adecuado para ser usado como calabrote en aquellos lugares donde se necesite gran elasticidad como en atraques expuestos a grandes olas o resacas, aunque también se hunde en el agua.

Polipropileno y polietileno

Los cabos de polipropileno tienen aproximadamente la misma elasticidad que los de poliéster, pero son menos resistentes que los de poliéster y los de nailon. Tienen un punto de fusión bajo (165° C), con una tendencia de sus fibras a fundirse cuando están sometidas a fuertes fricciones, tienen poca resistencia si se someten a cargas cíclicas y sus fibras pueden desintegrarse por la exposición prolongada a los rayos ultravioletas del sol.

Los cabos de polietileno son similares a los de polipropileno, con prácticamente la misma elasticidad, pero más débiles y menos resistente a la abrasión.

Tanto los cabos de polipropileno como los de polietileno flotan en el agua, por lo que pueden utilizarse como mensajeros.

Fibras sintéticas *HMPE*

Actualmente, y desde mediados de la década de los 90 del siglo pasado, la industria del remolque de escolta utiliza de forma generalizada las líneas de fibras sintéticas *HMPE* o también denominadas *UHMWPE* (“*Ultra-High Molecular Weight Polyethylene*”) con una resistencia muy superior, a igualdad de diámetro, que cualquier otra fibra natural o sintética e incluso que el acero (Hooker, 2000, pp. 85-86).

Estos cabos tienen muy poca elasticidad “*stretch*”, similar a un cable de acero del mismo diámetro (Heins, Mozsgai and Tanzarella, n.a.), lo que puede hacer que se almacenen grandes tensiones sobre el cabo del remolque de escolta, especialmente trabajando en situaciones de mala mar. Por esta razón, se debe de disponer de los medios adecuados para reducir los picos de tensión que se generan en estas operaciones dinámicas, y la utilización de una maquinilla “dinámica” o *Render-Recover* con la capacidad para arriar “*render*” y virar “*recover*” el cabo en función de la tensión es el recurso más utilizado y eficiente.

A la hora de seleccionar el cabo más apropiado para el remolque de escolta es importante considerar todas las condiciones operativas, ángulos de trabajo y asegurarse que la resistencia del mismo al final de su vida útil satisfaga los requisitos mínimos exigidos por la Clase u otras autoridades. Por esta razón, para el remolque de escolta se justifica fácilmente una relación mínima entre la carga media de rotura *MBS* (“*Mean Breaking Strength*”) y el *bollard pull* (*BP*) de 5:1 de acuerdo a los siguientes criterios:

- Asumir un factor de diseño mínimo de seguridad *DFOS* (“*Design Factor of Safety*”) de 3:1 para los trabajos en los que se emplea el *bollard pull* estático y con ángulos verticales de la línea de remolque de 60°, que se alcanza en aquellas asistencias muy próximas al buque asistido, y una relación 2,5:1 para las asistencias indirectas asumiendo ángulos verticales de la línea de remolque reducidos, en las que la tensión del cabo puede duplicar el *bollard pull*;
- Asumir que el cabo perderá aproximadamente el 30% de su resistencia durante su servicio, por lo que para disponer de una relación de 3:1 al final de la vida útil, necesita comenzar con una relación 4:1 ($1,3 \times 3,0 = 3,9$);
- Añadir un factor de seguridad de 1 o 2 para las situaciones de mala mar, alcanzando la relación 5:1 o 6:1.

Los dos principales fabricantes de fibras sintéticas *HMPE* son (Allan, 2012, pp. 23-24):

- *Honeywell* (EE.UU.) con las fibras “*Spectra®*” y;
- *DSM Dyneema B.V.* (Holanda) con las fibras “*Dyneema®*”.

Por otra parte, existen multitud de empresas que producen cabos *HMPE* utilizando las fibras de uno u otro fabricante, algunas de las cuales son las siguientes:

- *Honeywell*:
 - ✓ Puget Sound / Cortland (EE.UU); cabos “*Spectra*” y “*Plasma*”.
- *DSM/Dyneema*:
 - ✓ *Samson* (EE.UU.): cabos “*Amsteel Blue*”;
 - ✓ *Lankhorst* (Holanda): cabos “*Lankoforce*”;
 - ✓ *Dynamica* (Dinamarca);
 - ✓ *English Braid* (Reino Unido).

Puede que algún operador decida utilizar en sus remolcadores cabos de poliéster más elásticos para las operaciones de escolta. Estos cabos ocupan más volumen, son más pesados y tienen una elasticidad considerablemente mayor que los de *HMPE*, por lo que en realidad existen dos alternativas posibles;

1. Utilizar cabos de gran resistencia, muy manejables y poca elasticidad como los cabos *HMPE* empleando una maquinilla “dinámica” o *Render-Recover* que haga frente y contrarreste de forma muy eficiente las cargas dinámicas que se producen durante la asistencia de escolta o;
2. Utilizar cabos más elásticos y (quizás) una maquinilla más sencilla.

No obstante, para realizar el remolque de escolta de acuerdo al reglamento de la mayor parte de las Sociedades de Clasificación, las maquinillas deben poder trabajar de forma segura en las condiciones máximas de tensión con un sistema de frenado dinámico, para lo cual deben de tener la capacidad de arriar el remolque antes de que falte y virarlo rápidamente cuando queda en banda o coge seno para evitar que se produzcan incrementos bruscos de tensión y que puedan provocar su rotura. Estas circunstancias conducen a la mayoría de los operadores a decantarse por el conjunto formado por un cabo *HMPE* y una maquinilla dinámica de alta eficiencia *Render-Recover*.

Cabo híbrido poliéster-*HMPE*

Tras la aparición y comercialización de los cabos *HMPE*, algunos operadores han mostrado ciertas reticencias a adoptar esta nueva tecnología debido a sus características de baja elasticidad que, en el caso de utilizarse en maquinillas de remolque tradicionales, pueden originar una mayor tensión sobre el remolque trabajando en las zonas más expuestas o con los métodos dinámicos.

Por esta razón, el fabricante de cabos *Samson* ha desarrollado y comercializado un cabo de remolque que puede considerarse intermedio entre las fibras tradicionales y las sintéticas, de tal modo que, combinando fibras poliéster con fibras sintéticas *HMPE* en un diseño de cabo híbrido denominado *Fusion-12TM*, de forma intrínseca se alcanza una situación de equilibrio aceptable en cuanto a la capacidad de absorción de tensión (energía) gracias a la mayor elasticidad del cabo. Al mismo tiempo que proporciona los beneficios típicos de los cabos de fibras sintéticas *HMPE* como son el peso ligero, también dispone de cierta capacidad elástica que contribuye a mantener una tensión menor durante las operaciones y reducir los picos de tensión durante las mismas. Si se comparan sus dimensiones, este diseño es más resistente que los cabos tradicionales de poliéster y significativamente más ligero, de tal forma que, si sustituyese uno por otro, se podría reducir el diámetro del cabo híbrido, manteniendo la misma carga de rotura, y con la posibilidad de estibar una mayor longitud en el tambor de la maquinilla de remolque, al ocupar un volumen menor (Smoak, Gallardo and Volpenhein, 2016, p. 80).

Por tanto, este cabo proporciona la posibilidad de efectuar una transición más suave para aquellos operadores de remolcadores acostumbrados a utilizar los cabos tradicionales en maquinillas tradicionales, sin verse obligados a efectuar el cambio tecnológico tan brusco que supone la operación con maquinillas automáticas *Render-Recover* y cabos *HMPE*.

8.2.1 EL CALABROTE “*STRETCHER*”

Los cabos *HMPE* (al igual que los cables) tienen muy poca elasticidad o “*stretch*” (entre el 3% y el 5%), por lo que en caso de que falten, su capacidad de retroceso es reducida y originan un entorno de trabajo más seguro para la tripulación trabajando en la cubierta y en el puente, aunque para no caer en un falso sentido de seguridad al trabajar con estos cabos, se debe tener en cuenta que cuando faltan pueden originar un “latigazo”. Además, esta falta de elasticidad puede producir unos picos de tensión muy elevados sobre el cabo en la escolta, particularmente cuando el remolcador trabaja en situaciones de mala mar. Por esta razón, para reducir estos picos de tensión en la línea de remolque que se producen durante las asistencias dinámicas, se tienen las siguientes opciones:

- El empalme de un calabrote más elástico “*stretcher*” de fibra sintética convencional en algún punto intermedio de la línea de remolque³ o;
- El uso de maquinillas dinámicas *Render-Recover*.

Barry Griffin, autor de numerosos artículos relacionados con los sistemas de remolque de escolta afirmó en uno de ellos que una maquinilla dinámica únicamente responde a la tensión que se mide en el propio cabo, normalmente a través de los sensores instalados en la propia maquinilla. Por tanto, el empleo de un calabrote “*stretcher*” instalado en algún punto del cabo de remolque, en el fondo no origina una diferencia en la función básica de la maquinilla, salvo que el propio calabrote, al incrementar la elasticidad de la línea de remolque en su conjunto, amortigua mejor la tensión del cabo y, por tanto, permite que la maquinilla trabaje con menor frecuencia, lo que supone una ventaja. No obstante, se ha comprobado que la utilización de calabrotes (normalmente de poliéster o polipropileno de 20-25 m de longitud) únicamente resulta ventajoso cuando se instalan maquinillas con capacidades operativas reducidas, es decir, maquinillas que no son *Render-Recover* ya que, si bien atenúan la carga de rotura, una gran elasticidad presenta las siguientes desventajas (Allan, 2012, pp. 24-25):

- Pérdida de control. Nos referimos al hecho de que el operador tiene que tener en cuenta la elasticidad del conjunto del cabo-calabrote en todos los modos de operación, incluso aunque en un momento determinado no sea necesaria una gran elasticidad, y con independencia de las capacidades de la maquinilla. En cambio, las maquinillas de alto rendimiento *Render-Recover* permiten utilizar cabos de poca elasticidad de forma eficaz ya que éstas pueden disminuir la tensión sobre los mismos después de que el operador establezca la tensión deseada.

³ No es recomendable utilizar el calabrote en el extremo de trabajo del cabo de remolque para evitar que se desgaste rápidamente al entrar en contacto con las superficies de gateras, guías y bitas.

- Capacidad de retroceso “*snap-back*”. Los cabos con mucha elasticidad almacenan una cantidad de energía que puede resultar peligrosa en caso de que falten, ya que su liberación repentina provoca que el cabo retroceda más allá de los puntos en los que está hecho firme y golpee todo lo que encuentra en su recorrido⁴ y;
- Volumen ocupado. Los cabos *HMPE* son mucho más resistentes que cabos elásticos de nailon y poliéster, por lo que, a igualdad de resistencia, el menor diámetro de los primeros origina que sean más ligeros y se produzca un ahorro muy importante del espacio ocupado en los tambores de estiba de las maquinillas (tanto el ancho como la profundidad de dicho tambor).

Teniendo en cuenta lo expuesto anteriormente, podemos concluir que la instalación de calabrotes “*stretcher*” en la línea de remolque resulta perjudicial en caso de utilizar maquinillas *Render-Recover* junto con cabos *HMPE* ya que precisamente iría en contra de las principales ventajas que proporcionan dichas maquinillas que son, la capacidad de lascar el remolque antes de que falte por un incremento brusco de la tensión sobre mismo y virarlo rápidamente cuando queda en banda o coge seno, con el objetivo de evitar que se enrede en los propulsores del remolcador y evitar la formación de grandes picos de tensión que se originan cuando el remolcador y el buque asistido se desplazan en direcciones opuestas y que puedan provocar que falte el remolque.

8.2.2 CARACTERÍSTICAS DE LOS CABOS DE REMOLQUE

8.2.2.1 Resistencia y peso

Los cabos de fibra sintética de última generación *HMPE*, a igualdad de diámetro, tienen igual o mayor resistencia que los cables de acero y mucho mayor que cualquier otro cabo sintético, existiendo diferencias muy pequeñas entre los diferentes fabricantes.

Además, tienen un bajo peso específico (a igualdad de resistencia, pesan menos que los de poliéster y mucho menos que los cables de acero, siendo del orden 7-8 veces más ligeros) por lo que flotan en el agua y supone una ventaja muy importante para los remolcadores, principalmente a la hora de virar los senos y disminuir el riesgo de que se enreden en los propulsores (Roberts *et al.*, 2002, p. 145).

⁴ Normalmente, los cabos sintéticos rompen de forma repentina y sin mostrar signos identificativos previos, a diferencia de los cables que producen sonidos y exhiben alambres rotos antes de partir completamente. Por tanto, durante las maniobras, los tripulantes deben permanecer lo más alejados posible de la hipotética trayectoria del cabo en caso de rotura, que se extenderá más allá del punto donde está hecho firme, posiblemente una distancia igual a su propia longitud.

Al tratarse de cabos muy ligeros y manejables también se simplifica el proceso de dar y hacer firme el cabo de remolque entre el remolcador y el buque asistido, ya que la fuerza necesaria para cobrarlo, en caso de que no esté disponible la fuente de energía que acciona las maquinillas, es muy inferior que en el caso de utilizar cabos más pesados y voluminosos de la misma resistencia (Hensen, 2003, p. 149).

8.2.2.2 Resistencia a la abrasión

La principal desventaja mecánica de los cabos sintéticos *HMPE* es su baja resistencia a la abrasión, por lo que resulta fundamental la protección mecánica de sus zonas de contacto con los equipos del remolcador y del buque asistido (Volpenhein and Collett, 2009, p. 7).

Los fabricantes distinguen entre abrasión externa, provocada por el contacto y roce directo del cabo con las superficies externas (fácilmente apreciable con una inspección visual del cabo), y abrasión interna, originada por el movimiento relativo entre las fibras y los cordones internos y externos, aunque un cabo desprotegido trabajando sobre la superficie de bitas, guía-cabos, etc. rugosa, con oxidaciones o mal mantenida puede sufrir ambas abrasiones (Crump *et al.*, 2008, pp. 208-209; Volpenhein, Huttman and Gambell, 2014, pp. 57-58). Por tanto, habrá que prestar especial atención cuando los cabos trabajen sobre elementos de remolque que también sean utilizados por cables de acero ya que pueden tener resaltes, muescas y bordes afilados que los dañarían seriamente e incluso, provocar que quedasen restos de las fibras del cabo adheridas sobre la propia zona de contacto.

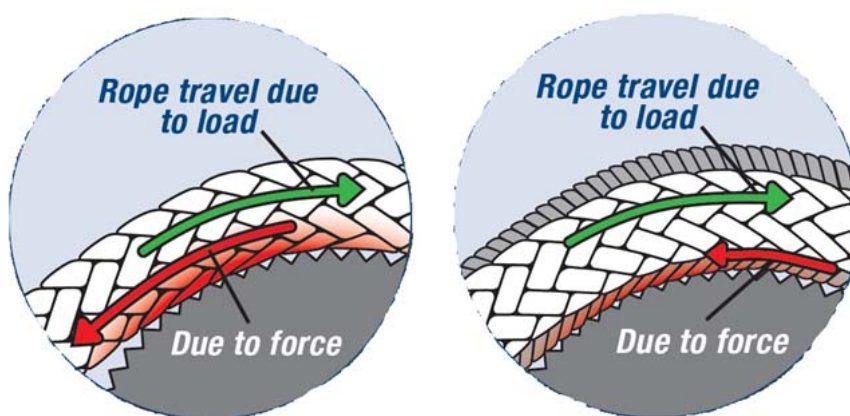


Figura 8.1 Abrasión interna producida entre las fibras en un cabo trabajando sobre una superficie circular sin protecciones exteriores (izquierda) y con protecciones (derecha) (Samson, 2014, p. 9).

Las superficies de contacto rugosas también pueden originar abrasión interna debido al movimiento de las fibras deslizándose internamente unas sobre otras, principalmente al trabajar alrededor de alguna superficie ya que las fibras de los cordones exteriores se retrasan respecto a las de los adyacentes internos, causando fricción entre ellos y calor, que resulta uno de los

principales enemigos de los cabos sintéticos (Heins, Mozsgai and Tanzarella, n.a.; Smoak, Gallardo and Volpenhein, 2016, p. 77).

Afortunadamente, los dos tipos de abrasiones se pueden mitigar con cierta facilidad gracias a un tratamiento y mantenimiento adecuado de las superficies sólidas de contacto (esmerilado y alisado) antes de hacer trabajar sobre ellas a los cabos sintéticos. Sin embargo, en muchas ocasiones los cabos entran en contacto con superficies que no están bajo el control de las tripulaciones de los remolcadores, como son las bitas, las gateras y los guía-cabos de los buques asistidos, por lo que es esencial disponer de unas protecciones “*chafe gear*” adecuadas que eviten el contacto directo de las fibras del cabo con estas zonas, ya que se ha demostrado que muchas veces la causa de la rotura de los cabos de remolque se produjo como consecuencia de una falta de mantenimiento del equipo de remolque a bordo de los buques asistidos⁵ (Crump *et al.*, 2008, p. 205). Por esta razón, casi todos los fabricantes ofrecen unas protecciones similares a la que se observa en la figura 8.2 para las rozaduras y abrasión de las gaza de los cabos contra las bitas y guías de los buques que suelen estar hechas del mismo material *HMPE*. En este caso concreto, se trata del “*DC Gard*” del fabricante *Samson*, una protección destinada específicamente para los cabos de remolcadores con alta frecuencia de uso, ajustable en longitud, ligera, flexible, que se puede retirar fácilmente para la inspección del cabo y que flota en el agua.



Figura 8.2 Protección de la gaza de un cabo de remolque (Samson, 2011b, p. 4).

⁵ En general, no está recomendada la utilización de cabos con funda exterior o camisa en las operaciones de remolque, tanto por su dificultad de inspección después de cada uso como por su reparación en caso de que sea necesario.



Figura 8.3 Deformación, abrasión y fusión de las fibras interiores del vértice de la gaza de un cabo al trabajar sin protectores (Collet and Sherman, n.a.).

Tal y como se resume en la tabla de la figura 8.4 (según datos del fabricante *Samson*) la utilización de protecciones mecánicas en los cabos tiene un impacto muy importante en la resistencia residual y vida útil de los mismos.

	Con protectores	Sin protectores
Número promedio de operaciones	622	659
Resistencia residual promedio	64%	42%
Factor de seguridad remanente	3:1	2:1

Figura 8.4 Tabla comparativa del impacto de los protectores en la resistencia residual del cabo.

Para evitar que se produzca un desgaste y rozamiento severo de los dos ramales de la gaza del cabo sobre la bita a la que está enganchado, los fabricantes de cabos como *Samson* recomiendan que la relación entre la longitud de la gaza y el diámetro de la bita debería de ser como mínimo de 3:1, y preferiblemente de 5:1, es decir, si el diámetro de la bita es de 50 cm, la gaza debería tener una longitud mínima de 1,5 m.

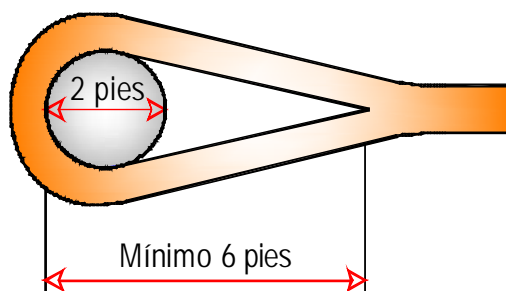


Figura 8.5 Longitud mínima de la gaza en función de la bita sobre la que está afirmada (Samson. 2011a, p. I-6). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Por otra parte, el diseño de los equipos de remolque a bordo del remolcador y su mantenimiento es un factor fundamental que mejora la actuación y la vida útil del cabo. Una gran parte de los puntos de remolque o guía-cabos (“fairleads” o “staples”) utilizados a bordo de los remolques de escolta son estructuras rígidas y estáticas con una gran variedad de formas: “O”, “A” o “V” invertida, tal y como se observa en las figuras 8.6, 8.7 y 8.8. En cualquier caso, aunque son elementos que están bajo el control de los diseñadores, astilleros y armadores, sus características comunes son una construcción robusta y unas superficies de contacto con los cabos de gran diámetro de curvatura y perfectamente pulidas (De Jong *et al.*, 2012, p. 124). Por ejemplo, el fabricante *Samson*, recomienda que cualquier elemento estructural de cubierta en contacto con los cabos *HMPE* en la operación de escolta tenga un acabado superficial de 300 micro-pulgadas.



Figura 8.6 Guía-cabos en forma de “A” (Gaston, 2015).



Figura 8.7 Guía-cabos con doble apertura en forma de “O” en el remolcador ASD “Sertosa Treinta y cuatro”. Fuente: <http://www.astillerosarmon.com>



Figura 8.8 Guía-cabos en forma de "O" en el remolcador de escolta ASD "Seaspan Eagle" (Snyder and Gauvin, 2012).

Tal y como se aprecia en la figura 8.9, algunos remolcadores también montan puntos de remolque con una amplia ranura en sentido transversal para los cabos *HMPE*. En este caso, el punto de remolque superior de forma elíptica se utiliza para los cables.



Figura 8.9 Punto de remolque en el remolcador tractor Voith "Velox" con una amplia ranura en sentido transversal. Foto: Santiago I. Baniela.

En la figura 8.10 se incluye la guía reforzada retráctil (izquierda) y las guías por donde salen las dos líneas *HMPE* para el remolque de escolta (derecha) del remolcador de escolta ASD "Pax", en las que se puede apreciar cómo todas las zonas por donde puede laborear el cabo son de acero inoxidable.



Figura 8.10 Guía reforzada retráctil (izquierda) y guía por donde salen las dos líneas HMPE (derecha) del remolcador de escolta ASD “Pax”. Fotos: Santiago I. Baniela.

8.2.2.3 Fatiga

Las líneas de remolque de los remolcadores de escolta sufren dos tipos de fatiga, una por los ciclos directos de trabajo bajo tensión, que se pueden reducir con las maquinillas *Render-Recover*, y otra por los ciclos de trabajo alrededor de los diferentes elementos de remolque de tal forma que, para prolongar la vida útil del cabo, éstos deben estar diseñados con el mínimo radio de trabajo posible.

8.2.2.4 Resistencia al calor



Figura 8.11 Detalle del sistema de lubricación mediante agua de la ranura del punto de remolque del remolcador de escolta tractor Voith “Velox”. Foto: Santiago I. Baniela.

Los cabos de fibras sintéticas son especialmente sensibles al calor, motivo por el cual no se deben estibar cerca de tuberías de vapor, mamparos o cubiertas que puedan alcanzar altas temperaturas (Underhill, 2006, p. 130), y aunque pueden estar sometidos a una temperatura

ambiente muy alta, la situación más crítica se produce como consecuencia del calor generado en la fricción, tanto por el contacto directo con los elementos de remolque (guía-cabos, bitas, etc.) como por la fricción interna cuando está sometido a tensión. En cierta medida, este problema se puede solventar mediante la lubricación de las zonas de contacto con espray de agua y utilizando superficies de los equipos de remolque muy pulidas en las que se genere una fricción muy baja en los cabos laboreando en torno a su superficie de contacto (Allan, 2012, p. 30).

8.2.2.5 Resistencia ultravioleta

Algunos cabos de fibras sintéticas se degradan por los rayos ultravioleta del sol (en particular, el polietileno y polipropileno) con el riesgo de sufrir un debilitamiento importante de su resistencia después de una exposición prolongada, por lo que, para reducir estos efectos, en algunos casos se tratan con pigmentos o estabilizadores. En cualquier caso, de forma general, los cabos sintéticos *HMPE* se usan y retiran antes de que los rayos ultravioleta originen algún tipo de daño en sus fibras y en consecuencia, en su resistencia, con la excepción de aquellos cabos estibados a la intemperie durante periodos de tiempo muy prolongados o que se utilicen en condiciones completamente tropicales y muy soleadas.

8.2.2.6 Reacción química

Algunos agentes de limpieza utilizados con cierta frecuencia a bordo de los buques, como es el caso del oxidante anaranjado y fuerte "*Limnolene*", pueden reducir de forma significativa la resistencia de los cabos *HMPE* en caso de vertido sobre los mismos, por lo que las tripulaciones deben de tener muy en cuenta estos riesgos. Además, los disolventes de la pintura y sus vapores, si se estiban en sus proximidades, también pueden dañar la mayoría de los cabos sintéticos (Allan, 2012, p. 31).

8.2.3 INSPECCIÓN Y MANTENIMIENTO DEL CABO

La vida útil de un cabo de remolque depende del uso, del número y tipo de maniobras realizadas y del material de construcción, pero las inspecciones, el mantenimiento y el manejo del cabo de forma correcta también son factores fundamentales para evitar que falten de forma repentina y poder alargar al máximo su vida útil.

Las características de resistencia de los cabos se basan en la condición de "como nuevo", pero como está demostrado que su resistencia disminuye con el uso debido a la fatiga y a la abrasión, resulta muy importante controlar las condiciones y el estado del cabo para tener la certeza de

que puede resistir con garantías las tensiones de diseño⁶. Por tanto, teniendo en cuenta la elevada frecuencia de relevo en la tripulación de los remolcadores, éstos deberían llevar un registro del número de maniobras efectuadas para evitar llegar a un número de usos en los que la disminución de su carga de rotura ponga en peligro la seguridad de la operación (Underhill, 2006, pp. 131-132).

Para prolongar la vida útil de los cabos y asegurar un buen mantenimiento y resistencia, es habitual seguir los siguientes procedimientos:

Invertir el sentido de la estiba del cabo (“end-for-end”)

Consiste en cambiar el chicote de trabajo por el chicote del tambor y viceversa después de un determinado número de maniobras, de tal forma que el chicote y el ramal próximo más desgastado quedan ahora estibados en el tambor. De esta forma los efectos de abrasión se distribuyen más uniformemente a lo largo de toda la longitud del cabo.

Acortamiento

Algunos operadores optan por cortar el cabo eliminando los primeros 20-25 m (que más sufren el desgaste) después de un determinado periodo de operación, distribuyendo la erosión y abrasión sobre un porcentaje mayor del cabo.

Inspecciones rutinarias

Se debe contar con unos procedimientos aprobados para comprobar en profundidad las condiciones del cabo, aparte de la necesidad de realizar inspecciones visuales del mismo después de cada operación a medida que se está estibando en el tambor.

Ensayos

No es habitual que los operadores de los remolcadores efectúen ensayos destructivos o no destructivos específicos para determinar el estado de los cabos en servicio⁷.

Empalme de un calabrote (“tail, pennant or pendant”)

Consiste en empalmar un calabrote de unos 20-25 m en el chicote de trabajo y con la gaza incorporada “outer eye splice” para reducir el desgaste del cabo de remolque principal, ya que

⁶ Los datos recopilados por el fabricante *Samson* de tres de sus principales clientes revelan cómo la resistencia residual de los cabos se reduce progresivamente con el uso, y después de 1.000 maniobras, el cabo solamente tiene entre un 40-50% de su resistencia inicial (Allan, 2012, pp. 31-32).

⁷ A pesar de esto, algunos fabricantes como *Samson* facilitan a muchos operadores una amplia información sobre cómo deben ser los procedimientos para controlar adecuadamente la resistencia de los cabos. De hecho, es común que uno de los requisitos de evaluación de muchas petroleras en lo relativo a las propuestas recibidas para hacerse con el contrato de remolque de escolta es que dispongan de este tipo de procedimientos.

los mayores daños mecánicos se producen en este tramo de cabo por su contacto con bitas, guías, gateras, etc. De esta forma, se reduce la frecuencia de sustitución de la longitud completa del cabo de remolque principal.

En ocasiones, tal y como se vio anteriormente, este calabrote formado por un cabo de fibra sintética convencional, se utiliza también para aumentar la elasticidad de la línea de remolque a modo de “*stretcher*”, aunque tal y como ha quedado expuesto, no son recomendables en caso de utilizar maquinillas inteligentes *Render-Recover*.

Estibadores “*spooling devices*”

Uno de los mayores inconvenientes en las operaciones de las maquinillas de escolta era la tendencia de la línea, a medida que se estibaba sobre el tambor entre los valles de las vueltas que forman las capas inmediatamente inferiores “*level winding*”, a “enterrarse” en estas vueltas ya estibadas en el tambor, provocando un desgaste excesivo o daños en la línea de remolque. Esto ocurre cuando el cabo se estiba en el tambor sin o con muy poca tensión, de tal forma que los espacios que quedan entre las vueltas del tambor permiten que las capas superiores se introduzcan o “entierren” en estos espacios. Para evitar este problema, algunos fabricantes de maquinillas han desarrollado estibadores “*spooling systems*” que utilizan el sistema “*cross winding*” con el cual se estiban dos capas de cabo sobre el tambor con la tensión adecuada, y al final de la segunda capa el estibador se desplaza rápidamente hacia el extremo opuesto del tambor, donde permite que se estibe una vuelta y se vuelve a desplazar rápidamente al extremo original. De esta forma, el cabo forma una especie de barrera en la parte central del tambor que evita que las vueltas superiores se “entierren” sobre las situadas inmediatamente en la capa inferior, incluso aunque se aplique poca tensión sobre el cabo, repitiéndose este procedimiento cada dos capas estibadas en el tambor.

8.2.4 LOS NUDOS

Las características de un cabo, entre ellas la resistencia, pueden basarse en las secciones enteras (rectas) en estado nuevo o en la condición de anudado “*as-spliced condition*”. Hipotéticamente todos los cabos utilizados en el remolque de escolta incorporan una gaza “*eye splice*” en el chicote exterior o de trabajo, y a menudo también se efectúa algún nudo o empalme entre el cabo principal y el calabrote, tratándose de un parámetro muy importante que se debe tener en cuenta a la hora de comparar las capacidades de los diferentes cabos.

Cuando se forman nudos en el cabo, debido a la gran curvatura que forman cuando se aprietan, se puede reducir mucho su resistencia, llegando hasta el 50% en algunos casos (Allan, 2012, pp. 33-34; Samson, 2012a, p. 5). Por tanto, debe evitarse cualquier nudo en el cabo de remolque, y

cuando se formen codos o vueltas, se deben eliminar manualmente antes de que el cabo coja tensión.

Si es necesario anudar dos secciones o chicotes, por ejemplo, cuando se utiliza un calabrote “*strecher*”, el método más común es mediante el nudo denominado cola de vaca “*cow hitch*” o “*girth hitch*”, nudo de vaquero o de acollador, tal y como se representa en la figura 8.12, aunque esto equivale a hacer un nudo tradicional en el propio cabo, y por tanto afecta negativamente a la resistencia general del cabo. De acuerdo al *OCIMF* (OCIMF, 2008, p. 134), este método de unión reduce la resistencia del cabo aproximadamente al 85% de la resistencia original, y es más común en Europa que en Norteamérica, donde se utiliza con mayor frecuencia el nudo denominado “*lanyard hitch*”, representado en la figura 8.13, y que consiste en pasar el chicote de uno de los cabos por dentro de la gaza del otro y a continuación hacer la costura, con el inconveniente de que no se pueden separar ambas gazas sin cortar alguno de los cabos.

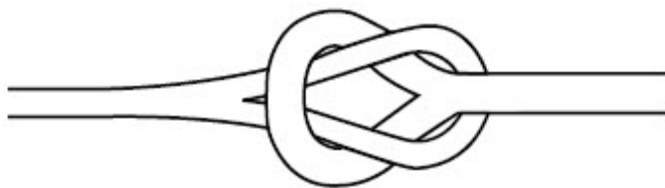


Figura 8.12 Unión entre dos gazas denominada “cola de vaca” (Samson, 2011a, p. B-7).



Figura 8.13 Unión entre dos gazas denominada “lanyard hitch” (Samson, 2011a, p. C-6).

8.2.5 LA UNIÓN DEL MENSAJERO Y EL CABO DE REMOLQUE

El mensajero es un cabo de poca mena que se utiliza a la hora de dar y transferir el cabo de remolque entre el remolcador y el buque asistido, afirmándose en la gaza del cabo de remolque o si hubiese, del calabrote “*stretcher*”. Una vez lanzada la *sisga* entre el buque asistido y el remolcador, ésta se afirma al mensajero y se vira a bordo del buque con las maquinillas hasta que llega el cabo de remolque principal, el cual se encapilla en la bita de remolque correspondiente.

El método de unión aceptado por el sector entre el mensajero y la gaza de la línea de remolque fue el nudo cola de vaca “*cow hitch*”, por su fácil instalación y eliminación en caso de que fuese necesario. No obstante, la industria del remolque comprobó que este método puede causar daños importantes en la gaza del cabo cuando está sometido a tensión, ya que este nudo “muere” y trabaja con mucha presión sobre el vértice de la gaza, de tal forma que con el paso del tiempo y el uso continuado, esta presión causa abrasión interna y la fusión de sus fibras, originando un punto débil de posible rotura de la línea de remolque. Otro inconveniente de este sistema es que, si el mensajero no se afirma justo en el vértice de la gaza, puede originar una distribución de cargas desiguales en los dos ramales que conforman la gaza y provocar que se deslice sobre la misma.

Por esta razón, algunos fabricantes de cabos como *Samson* establecieron diversos métodos de unión entre el mensajero y el cabo de remolque, los cuales tienen como objetivo reducir la presión sobre el punto de unión en la gaza y reducir o eliminar las vueltas que coge el cabo de remolque mientras está siendo virado a bordo del buque, ya que estas vueltas reducen la resistencia de los cabos, principalmente los cabos trenzados “*braided ropes*”.

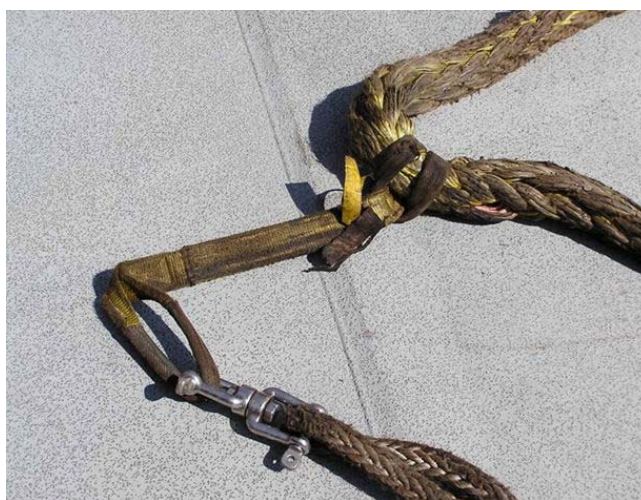


Figura 8.14 Giratorio insertado en el mensajero (Volpenhein and Collett, 2009, p. 9).

Para reducir o eliminar las vueltas que toma el cabo de remolque y que con el paso del tiempo producen una pérdida de su resistencia, se propuso instalar un grillete giratorio en el mensajero y en las proximidades de la gaza o utilizar mensajeros formados por cabos trenzados, los cuales no tienen tendencia a girar sobre sí mismos cuando están sometidos a tensión, de tal forma que estas vueltas no se transmiten al cabo de remolque principal (Volpenhein, Huttman and Gambell, 2014, pp. 61-62).

Por otra parte, para permitir que el mensajero se mueva libremente por la gaza y eliminar la presión y abrasión interna a las que está sometida la gaza, un método sería pasar un estrobo por seno dentro de la gaza y a continuación afirmar el mensajero a dicho estrobo con un nudo cola de vaca tal y como se aprecia en la figura 8.15. Otra forma sería conformar una gaza con el propio mensajero pasado por dentro de la gaza del cabo y dejando una holgura suficiente (Samson, 2012b).



Figura 8.15 Pasos para la unión de la línea de remolque al mensajero mediante un estrobo al que se le hace un nudo de cola de vaca (Samson, 2012b).

8.3 LAS MAQUINILLAS

8.3.1 INTRODUCCIÓN

Tradicionalmente, las maquinillas fueron equipos que no tenían mucha complejidad tecnológica, con una capacidad de virado del remolque baja, gran capacidad de frenado para mantener la tensión y en la que, en caso de que se produjera una emergencia, el freno tarado a un porcentaje de la carga mínima de rotura (*“Minimum Breaking Load”* o *MBL*) del cabo de remolque (entre un 60% y un 80%) permitía que el tambor de estiba desvirase arriando el cabo de remolque para impedir que faltase y a costa de dejar de mantener tensión en el cabo de remolque, hasta que la misma volvía a mantenerse dentro de los parámetros de tarado del freno. Sin embargo, en los últimos 15-20 años, especialmente tras la génesis del remolque de escolta, las maquinillas evolucionaron más que cualquier otra tecnología en este tipo de remolques, convirtiéndose en un componente crítico de la seguridad debido a los riesgos intrínsecos que se producen en estas

operaciones para el remolcador y porque, en caso de avería, el buque escoltado podría quedar sin asistencia, al menos momentáneamente (De Jong *et al.*, 2012, p. 122). Por ello, se llegó a la conclusión de que las maquinillas tenían que disponer de un sistema de control de la tensión del remolque, por lo que las autoridades encargadas de la certificación tuvieron que redefinir sus especificaciones teniendo en cuenta las siguientes premisas (Langerak, 2009):

- Necesidad de disponer de un sistema de reducción de la tensión para evitar una sobrecarga en el remolque como consecuencia de las oscilaciones dinámicas en la mar;
- Las operaciones de escolta no se pueden basar en el empleo del freno de la maquinilla y;
- Tienen que poder arriar la línea de remolque si la tensión que soporta supera el 50% de la carga mínima de rotura (*MBL*) del cabo.

Debido a las demandas de los diferentes proyectos e investigaciones que se llevaron a cabo, varios constructores se consolidaron como los líderes mundiales en este sector y diseñaron varios tipos de maquinillas, que en el fondo eran de tensión constante o automática, es decir, diseñadas para mantener una tensión preestablecida sobre el remolque.

Los sistemas de frenado o retención de las maquinillas también sufrieron una gran evolución, hasta el punto en el que actualmente constituyen el punto débil del sistema de remolque o “fusible” virtual, y permiten establecer y controlar de forma muy precisa la tensión que soporta el remolque.

Las maquinillas pueden clasificarse por su sistema de control (convencional o manual, automática o *Render-Recover*) y por la fuente de energía que utilizan (vapor, hidráulica o eléctrica).

En cualquier caso, las maquinillas que propondremos para el remolcador versátil consideramos que han de ser redundantes⁸, es decir, dos sistemas completamente independientes operando en tándem de tal forma que si uno quedase inoperativo, el remolcador todavía podría continuar prestando asistencia aunque con una capacidad de actuación inferior para que los costes de construcción y mantenimiento se mantengan razonablemente bajos.

8.3.2 MAQUINILLAS CONVENCIONALES Y DE TENSIÓN CONSTANTE

Una maquinilla convencional operada manualmente se compone de un dispositivo de frenado (mecánico o hidráulico) y otro de virado, de tal modo que, en su operación, utiliza uno u otro sistema conectando o desconectando el sistema de virado y variando la fuerza del freno. En el modo de virado, la velocidad y fuerza de tiro están directamente relacionadas con la potencia

⁸ Es el caso de los remolcadores de escolta ASD “*Constante Neri*” y “*Corrado Neri*” equipados con dos maquinillas independientes y combinadas del fabricante *Rolls-Royce* instaladas sobre el castillo de proa.

aplicada del motor y la relación de transmisión “*gear ratio*”, mientras que, en el modo de arriado, la velocidad y fuerza del freno están directamente relacionadas con el tipo de freno y el sistema de refrigeración. La limitación principal que presentan estas maquinillas es que el cambio entre el modo de virado y frenado y viceversa se efectúa manualmente, pudiendo dar lugar a errores operativos (Van der Laan and Kraaijeveld, 2007).

Las maquinillas de tensión constante, a diferencia de las convencionales, trabajan continuamente engranadas “*drive mode*”, de tal forma que tanto el tiro como el arriado lo ejecutan acopladas, y la velocidad y fuerza están directamente relacionadas con la potencia y velocidad aplicada por el motor y la relación de transmisión “*gear ratio*” (Saari, 2015, p. 16). Para mantener la tensión constante predeterminada, la maquinilla arría si la tensión excede el valor preestablecido y vira si la tensión disminuye por debajo de dicho valor.

Las primeras maquinillas utilizadas en el remolque de escolta, principalmente en EE.UU. (denominadas por algunos operadores como *Clase I*) disponían de un tambor para la estiba de los cabos *HMPE*; una estructura lo suficientemente resistente para absorber cualquier pico de tensión; una alta capacidad de frenado y de tiro, que podía llegar al 40% del *bollard pull*; una velocidad de virado y arriado de aproximadamente el 20% la velocidad máxima del remolcador y; la posibilidad de largar rápidamente el remolque en situaciones de emergencia con solo pulsar un botón que dejaba libre el freno y permitía que el tambor desvirase a toda velocidad (Griffin, 2004, pp. 119-120).

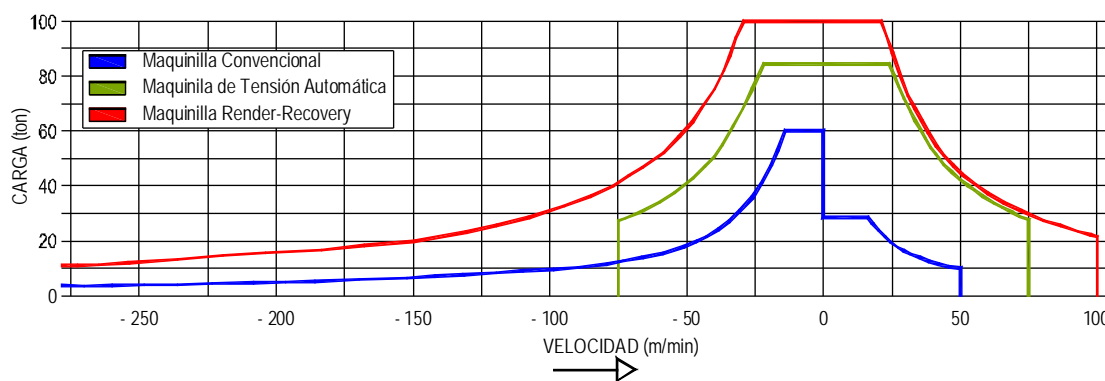


Figura 8.16 Parámetros típicos de una maquinilla convencional, una de tensión constante y una Render-Recover (Van der Laan and Kraaijeveld, 2007). Dibujo: Santiago I. Baniela.

8.3.3 MAQUINILLAS ASIMÉTRICAS *RENDER-RECOVER*

Al producirse una diferencia de velocidades entre el remolcador y el buque asistido o en situaciones de remolque de escolta en oleaje que inciden de distinto modo en ambos buques (remolcador de escolta - buque escoltado), al aplicar el freno de la maquinilla se crean unos importantes picos de tensión en el cabo de remolque con el riesgo de que falte al ser superiores a

la carga de rotura del mismo (Hystad, 2002, p. 178), a pesar de que los remolcadores de escolta normalmente utilizan líneas de remolque con una carga de rotura de como mínimo cuatro veces su *bollard pull* estático (Allan, 2012, p. 3).

Por este motivo vieron la luz las maquinillas eléctricas asimétricas de alta eficiencia o inteligentes *Asymmetric Render-Recover (ARR)* -en ocasiones denominadas *Clase III*⁹-, diseñadas para trabajar en condiciones de mala mar, donde la acción del viento y las olas originan movimientos relativos entre el buque escoltado y el remolcador de escolta, a menudo violentos¹⁰.

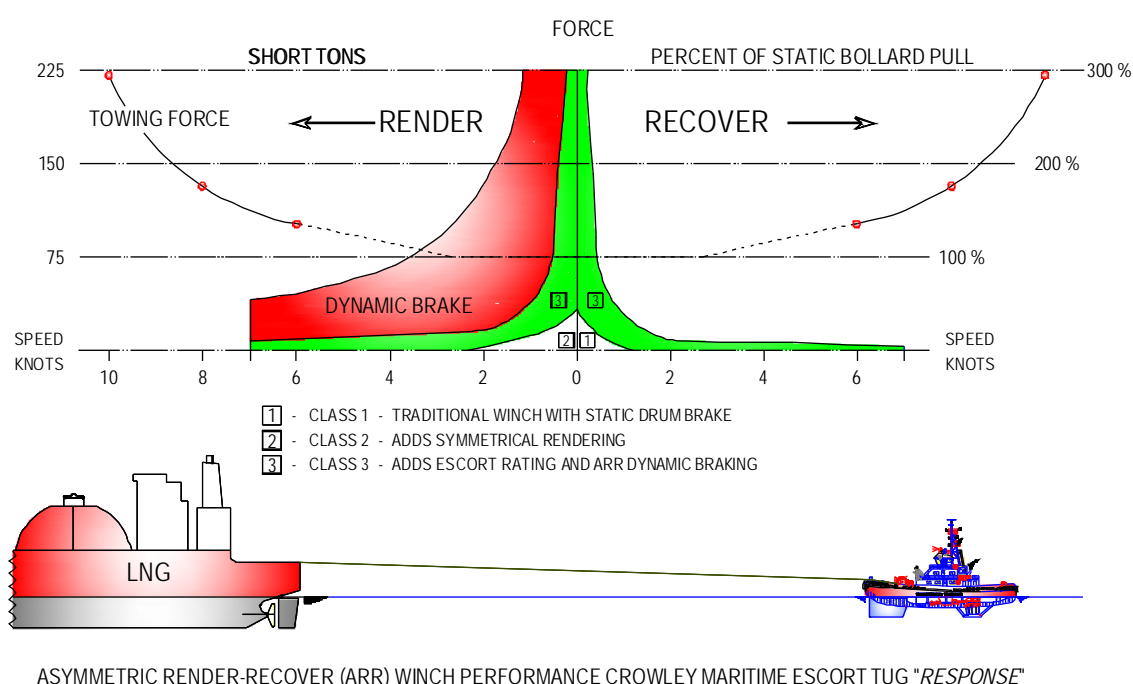


Figura 8.17 Capacidades de una maquinilla *Render-Recover* (Griffin, 2004, p. 120). Dibujo: Santiago I. Baniela.

Este tipo de maquinillas es capaz de impedir una tensión excesiva en la línea de remolque cuando el remolcador es forzado a separarse del petrolero y tiene la suficiente capacidad de rapidez de respuesta como para mantener la tensión en la línea de remolque cuando, como consecuencia de la situación anterior, el remolcador disminuye su distancia con relación al petrolero. Por tanto, no se trata de las típicas maquinillas de tensión constante utilizadas en los sistemas de amarre de los buques que arrían y viran el cabo de forma simétrica hasta alcanzar la

⁹ Debido a la elevada temperatura que podía alcanzar la denominada maquinilla *Clase II* durante la asistencia de escolta, se diseñó la maquinilla eléctrica *Render-Recover* denominada *Clase III*, que mejoró su capacidad de trabajo al instalarle unos frenos dinámicos refrigerados por agua dulce.

¹⁰ Inicialmente, tal y como se ha dicho con anterioridad, para evitar los picos de tensión sobre el remolque se utilizaba un calabrote "*stretcher*" de una longitud determinada unido al cabo de remolque principal y que proporcionaba mayor elasticidad y capacidad de absorción de tensión a la línea, aunque en los remolcadores modernos de gran potencia y con este tipo de maquinillas no es una solución a la que se recurra preferentemente.

tensión preestablecida, sino que disponen de mayor capacidad de frenado antes de arriar el remolque, trabajando de forma asimétrica tal y como se puede apreciar en la figura 8.17.

La tensión sobre la línea de remolque cuando la maquinilla arría a menudo es superior a la capacidad del motor que mueve la maquinilla por lo que el término “asimétrico” se refiere a esta diferencia entre la tensión de la línea de remolque que se absorbe cuando desvira “*render phase*” y la que es producida cuando vira “*recover phase*”.

La tensión sobre el cabo de remolque durante el lascado “*render*” producido por la acción de una ola significativa se disipa por medio de frenos mecánicos, embragues y una resistencia dinámica de frenado en motores eléctricos de frecuencia variable para restringir y controlar eventos de este tipo sin que falte el cabo de remolque ni que el remolcador deje de generar en ningún momento tensión sobre la línea de remolque.

La acción de virado “*recover*” se produce cuando la fuerza de las olas mueve al remolcador y al buque escoltado uno hacia el otro (Saari, 2015, pp. 15-16). Los sensores de diferentes parámetros pasan información del sistema de control el cual “ordena” al motor una respuesta a este evento virando muy rápido, y a poder ser empleando poca energía, al objeto de impedir que el cabo de remolque quede en banda o tome seno con el riesgo de que se enrede en los propulsores del remolcador y de que los grandes picos de tensión repentinos que se producen en el cabo de remolque cuando ambos buques se desplazan en direcciones opuestas provoquen su rotura, ya que en estas condiciones, autores como Robert Allan registraron tensiones sobre el remolque de hasta 10 veces el *bollard pull* del remolcador.

Las maquinillas *ARR* más efectivas incluyen características tales como un sistema de control¹¹ del freno que actúa en base a la información de los sensores instalados, el cual está dotado de una alta capacidad de disipación y de embragues que permiten a la maquinilla girar libremente a velocidades muy altas.

Con este sistema de maquinillas *ARR*, el remolcador de escolta gana un control más consistente sobre el buque escoltado y puede operar con mayor seguridad debido a la reducción significativa tanto de incidentes como de picos de tensión excesivamente altos que pueden derivar en que falte el cabo de remolque con el riesgo consiguiente tanto de daños al personal como de falta de asistencia al petrolero mientras no se consigue dar otro cabo de remolque.

La función “asimétrica” se produce cuando la tensión en la línea de remolque excede la capacidad de potencia del motor de la maquinilla eléctrica. Cuando se produce esta situación, en milisegundos, el freno dinámico aplica una carga igual a la capacidad del motor eléctrico de la maquinilla, se desembraga la maquinilla y continua aplicando el freno dinámico hasta que la

¹¹ El sistema de control toma la información del sensor y en base a la misma (en milisegundos) ajusta la tensión del freno, cambia la relación del embrague y lleva a cabo otras manipulaciones en los componentes del motor para responder de modo eficiente a las distintas situaciones de tensión que se presenten.

carga disminuye a un nivel en el que el motor de la maquinilla puede aplicarse con seguridad, momento en que se embraga de nuevo automáticamente¹².

El freno dinámico puede considerarse el avance más importante respecto a las maquinillas predecesoras ya que en situaciones de cabeceo importantes del remolcador, absorben mejor y de forma más suave los picos de tensión que soporta la línea de remolque al poder calibrarse de forma más precisa. Además, permite que incluso trabajando con los métodos indirectos de asistencia y generando las máximas fuerzas sobre el remolque, éste se pueda lascar paulatinamente, reduciendo la necesidad de arriar de forma brusca para inmediatamente, a continuación, virar el remolque bajo las mismas condiciones de tensión que previamente originaron que se arriase.

Por tanto, las maquinillas *ARR* están pensadas, entre otros motivos, para arriar y virar automáticamente el remolque durante la navegación activa de escolta “*tethered*”, que puede prolongarse bastante tiempo, reducir la fatiga del operador y evitar el uso y desgaste excesivo del cabo de remolque.

En general, con estas maquinillas aumenta la velocidad de la maquinilla hasta un 50% de la velocidad máxima del remolcador, absorbe cualquier carga puntual en el remolque, se controla perfectamente la estiba del cabo en el tambor gracias a un sistema autoestibador eficiente y el sistema de frenado dispone de dos motores independientes, por lo que la redundancia del sistema lo hace más seguro.

8.3.4 MAQUINILLAS HIDRÁULICAS VS. ELÉCTRICAS

Descartadas las maquinillas accionadas por vapor por motivos obvios, hubo un momento en el que las maquinillas hidráulicas dominaron el mercado de los remolcadores, existiendo básicamente dos tipos:

1. Las maquinillas de alta presión, más comunes en Norteamérica, que tienen un bajo peso en cubierta, un momento de inercia muy bajo y por tanto un tiempo pequeño de reacción para los cambios de tensión sobre el cabo de remolque (Hystad, 2002, p. 179), generalmente de construcción robusta y un coste de instalación razonable y;
2. Las maquinillas de baja presión, más habituales en Europa¹³, de mayores dimensiones que las de alta presión, y que necesitan más potencia que aquellas para realizar el mismo trabajo. Además, precisan de grandes tuberías para mover el fluido desde la bomba hasta el motor. Sin embargo, son maquinillas que tienen sus partidarios y son

¹² Las ventajas del primer freno dinámico instalado en el remolcador “*Response*” fueron enormes, tanto en seguridad como en posibilidades de maniobra (Griffin, 2004, p. 122).

¹³ Uno de los principales fabricantes es la compañía noruega *Karmøy* con gran tradición, experiencia y capacidades demostradas.

muy válidas para, por ejemplo, las operaciones de los pesqueros que se dedican al arrastre, motivo por el cual hay fabricantes que se dedican únicamente a la construcción de este tipo de maquinillas¹⁴.

El término “intrínsecamente seguro” referido a las maquinillas de remolque incluido en algunos contratos de construcción, llevó a la instalación de maquinillas hidráulicas en lugar de eléctricas¹⁵, ya que se consideraba que con las hidráulicas se eliminaba la posibilidad de que se produjesen chispas al trabajar con buques que transportaban productos inflamables o explosivos. Pese a ello, el mundo del remolque pronto se dio cuenta que desde este punto de vista, las maquinillas eléctricas no son más peligrosas que las hidráulicas¹⁶ ya que sus motores son totalmente estancos y los componentes eléctricos están situados mayoritariamente bajo cubierta, al ser la opción preferida por los operadores para maximizar el espacio disponible en cubierta. Aun así, según el fabricante *Markey Machinery Company*¹⁷, si las maquinillas están bien diseñadas, pueden trabajar perfectamente instaladas a la intemperie en la cubierta de un remolcador e incluso aunque las tuberías no estuviesen bien selladas (Dempke, 2006).

8.3.4.1 Eficiencia energética

Las maquinillas eléctricas utilizan la energía procedente directamente de los grupos electrógenos, y sus motores convierten la potencia eléctrica en fuerza rotacional, al contrario de las maquinillas hidráulicas que delegan la potencia en el flujo del fluido para operar. Por tanto, en este último caso es preciso la instalación de una bomba-motor y largas tuberías hidráulicas asociadas que las conectan con la maquinilla, con la consecuente pérdida de presión del fluido a medida que aumenta la distancia entre ambos, por lo que para desarrollar el mismo trabajo que una eléctrica, necesitan entre un 25%-30% de potencia superior para impulsar el fluido (Markey, n.a.), es decir, son menos eficientes que las maquinillas eléctricas.

¹⁴ Resultan muy interesantes los comentarios a modo de artículos de los representantes de los fabricantes de diversos componentes de maquinillas hidráulicas Brandor Durar de *JonRie* y Scott Atkinson de *Rapp* al artículo del fabricante *Markey*, donde ambos ensalzan las ventajas de sus sistemas y critican los inconvenientes de sus competidores (Crowley, 2006).

¹⁵ Es el caso de los remolcadores gemelos ASD “*James R. Moran*” y “*Kaye E. Moran*”, entregados en 2004 para operar con buques *LNG* en la terminal de Dominion Cove Point en la bahía de Chesapeake.

¹⁶ Según el fabricante *Markey*, en más de 70 años construyendo maquinillas eléctricas, no tienen constancia de que se incendiase una de estas maquinillas, y de hecho las fugas de aceite hidráulico a alta presión de una tubería que se filtra hacia un colector caliente o sobre un freno han provocado más incidentes que cualquier otro sistema de energía.

¹⁷ Fundada en 1907, es el fabricante líder mundial en la construcción de maquinillas, cabrestantes, molinetes y otros equipos de cubierta, tanto accionadas con energía hidráulica, eléctrica, diésel e incluso vapor, y aunque no tendría ningún interés especial en decantarse por las maquinillas accionadas por una u otra fuente de energía, lo hace claramente por las eléctricas.

Las maquinillas hidráulicas son adecuadas para aquellos usos en los que se precisa una gran potencia, pero de forma intermitente como es el caso de las grúas.

8.3.4.2 Tamaño y peso

Aunque se cree que las maquinillas hidráulicas eliminan la necesidad de instalar una reductora de velocidad y que, a igualdad de coste, producen más potencia que las eléctricas, la realidad es que resulta cierto solamente en algunos casos. Una maquinilla hidráulica reconvertida a eléctrica a la que se le instala un motor eléctrico de potencia equivalente, un motor controlador de la corriente alterna y resistencias de frenado origina un mayor peso y volumen que los componentes hidráulicos retirados de la maquinilla original. De la misma forma, la reconversión de una maquinilla eléctrica en una hidráulica equivalente supone la instalación de una bomba-motor hidráulica, un sistema de frenado, tuberías para la transmisión del fluido y disponer de una reserva de fluido, por lo que el sistema también tendrá mayor peso y volumen que la maquinilla equivalente íntegramente eléctrica.

8.3.4.3 Complejidad de control

El desarrollo del remolque de escolta y el empleo de remolcadores más potentes hizo que para garantizar la seguridad de la maniobra debido a las grandes fuerzas que se generan (superiores al *bollard pull*) y en condiciones meteorológicas adversas, no bastase con la experiencia de los capitanes para calcular la tensión soportada sobre el remolque (Altus *et al.*, 2008, pp. 215-217). Por esta razón, las maquinillas de los remolcadores de escolta modernos tienen varios elementos para supervisar la tensión del remolque con una lectura de los siguientes parámetros;

- Tensión de la línea de remolque, es decir, la fuerza real en el cabo cuando alcanza el tambor de la maquinilla, de tal forma que, al sobrepasar unos límites preestablecidos, el sistema emite una alarma visual y/o sonora, mostrando continuamente la tensión sobre una pantalla gracias a un equipo calibrado periódicamente (Durar, 2006, p. 140) y;
- La longitud de cabo arriado;

Además, el capitán del remolcador debería poder ajustar el freno de la maquinilla de acuerdo a las condiciones meteorológicas o, lo más probable, a las capacidades del equipo de remolque del buque asistido, como las cargas seguras de trabajo (*SWL*) de las guías y bitas por las que laborea el cabo de remolque.

Hoy en día, todos los sistemas de control de las maquinillas modernas son eléctricos, incluso en las hidráulicas, los cuales permiten ajustar la tensión de la línea de remolque desde el puente, donde el capitán debe de tener una visión completa de la zona de la maquinilla para evitar

cualquier incidente (Hensen, 2003, p. 97). De esta forma, los sistemas hidráulicos añaden un nivel de complejidad que las maquinillas eléctricas no tienen, pues los controles eléctricos gobiernan las válvulas hidráulicas que a su vez controlan los motores de las maquinillas. Por tanto, con una maquinilla hidráulica se corre el riesgo de añadir una complejidad y costes en el sistema innecesarios, de ahí que al eliminar el sistema hidráulico se simplifica la relación del operador con el equipo y permite disponer de controles automatizados como el de la maquinilla *Render-Recover* con el que se efectúa un control rápido, seguro y eficiente de la misma. Es decir, con un sistema eléctrico adecuado de control, las maquinillas eléctricas atenúan las cargas variables, los picos de tensión que se producen sobre el cabo de remolque y las consecuencias de una posible rotura del remolque.

Si se realiza un registro permanente de las tensiones soportadas por el cabo durante la operación de escolta, pueden calcularse analíticamente las fuerzas desarrolladas por el remolcador, por lo que incluso el práctico a bordo del buque podría conocer la tensión del cabo de remolque vía internet.

Además, al registrar valores como la tensión máxima soportada en cada maniobra, el tiempo que resiste una determinada tensión, etc. los operadores tienen más fundamentos, aparte de su experiencia, para decidir cuándo sustituir una línea de remolque antes de que falte por cualquier incremento brusco de tensión o por la fatiga de las fibras que la componen, que en general resulta ser un parámetro muy difícil de cuantificar.

8.3.4.4 Mantenimiento rutinario

A la hora de elegir entre maquinillas eléctricas e hidráulicas, muchas veces los operadores tienen en cuenta el coste total del sistema. En este punto, hay que tener en cuenta que los motores hidráulicos, bombas y válvulas sufren un desgaste mecánico y por el paso del fluido, los filtros se tienen que sustituir de forma periódica y los dispositivos de sellado precisan de un control continuo para evitar fugas y derrames. Es decir, la maquinilla hidráulica consta de un mayor número de componentes y más complejos, que aumentan el riesgo de sufrir averías o paradas involuntarias en la misma. Además, también es necesario llevar a cabo una limpieza estricta y continua de las tuberías y los sistemas de control, ya que cualquier agente contaminante en el proceso de instalación o en el aceite puede originar averías impredecibles en cualquiera de sus componentes.

En las maquinillas totalmente eléctricas el flujo del fluido hidráulico es sustituido por la corriente eléctrica, donde los electrones no producen un desgaste apreciable. Más allá de la lubricación típica necesaria en cojinetes y engranajes, el mantenimiento eléctrico habitual incluye inspecciones periódicas y, en raras ocasiones un reajuste de los conectores eléctricos.

Además, en muchos casos, constan de un sistema de autodiagnóstico de averías y componentes montados por módulos que resultan fáciles de sustituir en caso de avería.

Por tanto, al prescindir del sistema hidráulico se eliminan los elevados costes de mantenimiento, consumibles y la despreocupación de disponer de una reserva de fluido hidráulico constante.

8.3.4.5 Medio ambiente y factor humano

Muchos operadores optan por instalar maquinillas totalmente eléctricas porque sus condiciones de flete o contratos así se lo exigen, ya que la conciencia medioambiental de muchas empresas especifica que se instalen estas maquinillas para evitar una posible contaminación por una fuga o derrame de aceite hidráulico. Los incidentes protagonizados por estas fugas o vertidos son costosos, interrumpen las operaciones habituales y suponen un incumplimiento de la legislación del puerto o de bandera a la que está sometido el remolcador.

El ruido acústico que irremediablemente padece la tripulación del remolcador se puede combatir con un equipo de protección personal adecuado aunque, en cualquier caso, una bomba o motor trabajando en cubierta origina el riesgo de interferir negativamente en las comunicaciones entre la tripulación en el momento más crítico. Por tanto, el uso de maquinillas totalmente eléctricas minimiza los costes de instalación y origina beneficios tangibles para la salud de la tripulación, confort y el medio ambiente.

8.3.4.6 Instalación y costes

La diferencia de coste entre la instalación de una maquinilla eléctrica e hidráulica es importante. La disposición de tuberías y componentes hidráulicos asociados, junto con la necesidad de disponer de una reserva de fluido limpio en todo momento, es entre 5-10 veces más cara que la instalación del cableado y conductos asociados de la maquinilla eléctrica. Además, la reconversión de las instalaciones hidráulicas existentes en eléctricas, a diferencia de las de nueva construcción, es especialmente costosa.

Por otra parte, y aunque en principio no afectaría a un remolcador, en función de su ubicación, una bomba hidráulica irradia energía en forma de calor y ruido bajo la línea de flotación y también por el aire, por lo que como a menudo muchos buques militares o de investigación necesitan que sus operaciones se efectúan con el mínimo ruido posible, es preciso que el sistema hidráulico esté perfectamente aislado, lo que supone un coste económico adicional por esta razón.

No obstante, en general, a la hora de elegir entre las maquinillas eléctricas e hidráulicas, los operadores tienen en cuenta más parámetros que los económicos, y según el fabricante *Markey*

y la gran parte de sus clientes, las maquinillas totalmente eléctricas es a la larga la opción más rentable.

La gran mayoría de los operadores establecen que las maquinillas eléctricas *Render-Recover* del fabricante *Markey* representan la mejor tecnología del mercado de las maquinillas y el estado del arte¹⁸, hasta tal punto es así que dicho fabricante se dedica mayormente a la comercialización de dichas maquinillas en detrimento de las hidráulicas. Por considerarlo relevante mencionar que, aunque existe la creencia de que las maquinillas de este fabricante son más caras que las de otros, diversos estudios de mercado como el realizado por *Robert Allan Ltd.* demostraron que, cuando se comparan con otras maquinillas de grandes y similares prestaciones, en realidad *Markey* es muy competitivo a escala mundial (Allan, 2002, p. 50).

Otros fabricantes de maquinillas eléctricas de un estándar aceptable en términos de calidad y capacidades son *Ridderinkhof* (“*Wave Winch*”), *Kraaijeveld* (“*Safe Winch*”) y la neozelandesa *ShipCo*, por tanto, no se puede decir que haya un único proveedor capaz de construir una buena maquinilla de escolta técnicamente, disponiendo los operadores de distintas opciones aceptables que incorporan la más alta tecnología.

¹⁸ Aunque es un fabricante que, a demanda del cliente, también puede fabricar maquinillas hidráulicas, establece que los armadores y operadores de remolcadores se deciden claramente por las eléctricas.

**CAPÍTULO IX. ESTUDIO DE LAS CONDICIONES
PARTICULARES DEL PUERTO EXTERIOR DE
LA CORUÑA EN PUNTA LANGOSTEIRA**

9.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo tratamos un aspecto primordial para la investigación que se aborda en esta Tesis; nos referimos a la zona de actuación del remolcador que se propone de un modo fundamentado, de tal forma que, como quedó reflejado anteriormente en distintos puntos, los criterios fundamentales a la hora de elegir un determinado remolcador han de estar referidos a una zona concreta, cuyas particularidades meteorológicas y geográficas deben de ser tenidas en cuenta.

En consecuencia, en esta investigación se ha intentado llevar a cabo una tarea de recopilación de toda la información existente referida al nuevo puerto exterior de La Coruña en Punta Langosteira, haciendo mención especial en este sentido a los trabajos de ALATEC (2010) y SIPORT 21 (2013). Es por ello que plasmamos aquí, de un modo sintético, aquellos aspectos más importantes de la zona de actuación de nuestro remolcador que constituyen un elemento relevante a la hora de proponer un determinado tipo y diseño de remolcador.

9.2 DESCRIPCIÓN DEL PUERTO



Figura 9.1 Vista aérea del puerto exterior de La Coruña a junio 2016 con la ciudad al fondo. Fuente: <http://www.puertocoruna.com>

La limitación de espacio del puerto interior de La Coruña que restringía su capacidad de crecimiento, junto con la demanda social de alejar del núcleo de la ciudad la operativa portuaria, especialmente aquella relacionada con los graneles (líquidos y sólidos), fueron las principales

razones que originaron en marzo de 2005¹ el inicio de la construcción del puerto exterior de La Coruña, que entró en funcionamiento en septiembre de 2012², aunque a día de hoy no está concluido en su totalidad.

El nuevo puerto exterior de La Coruña se ubica al oeste del puerto interior, entre Punta Langosteira y la playa de Alba, en el municipio lindante de Arteixo a unos 7 km al SW del casco urbano de la ciudad de La Coruña, en las inmediaciones del Polígono de Sabón.

Tiene unas dimensiones lo suficientemente importantes (178 hectáreas actualmente disponibles con el objetivo de ampliarse hasta las 250) para albergar todo el tráfico relacionado con los graneles sólidos (principalmente agroalimentarios) y productos petrolíferos, y con el potencial suficiente para convertirse en un motor socioeconómico muy importante en Galicia.

Dispone de un dique de abrigo que arranca en la Punta de Langosteira y se prolonga hacia el oeste en tres tramos con diferente alineación: el primero de unos 1.500 m hacia el oeste, el segundo de unos 800 con rumbo 242° y un tercero de unos 1.115 m orientado al 226°. Este dique se asienta entre las batimétricas de -35 y -40 m y se mantiene con una estructura de bloques de 150 tons con talud.

Desde la parte interior del dique y a unos 250 m del morro en sentido perpendicular, arranca el martillo, de estructura vertical y de unos 390 m de longitud, que da abrigo al interior de la dársena (bocana del puerto) y presenta un atraque en su cara norte.

En la configuración definitiva del puerto, se tiene previsto disponer de forma perpendicular al dique de abrigo, tres pantalanes para el atraque de los buques de graneles líquidos (petroleros y gaseros) que permitirán el atraque por ambas caras de cada pantalán, con un total de diez puntos de atraque. La denominación de estos pantalanes, de norte a sur, será la siguiente:

- Pantalán nº 1 (pantalán interior o de *Repsol*);
- Pantalán nº 2 (pantalán intermedio) y;
- Pantalán nº 3 (pantalán exterior).

En la zona este se dispone de un contradique (pie de talud) que delimita la dársena interior (264 hectáreas) y que presenta dos tramos de alineaciones diferentes: el primero de unos 790 m de longitud, contados desde la línea de atraque objeto de ampliación en un futuro, orientado hacia el 297° y el segundo de unos 240 m hacia el 332° (unos 1.327 m si se tiene en cuenta su longitud completa desde su nacimiento en tierra). Este contradique dispone de un atraque adosado en su zona norte y ofrece abrigo a los muelles de ribera del futuro, situado en la zona este del puerto.

¹ En diciembre de 2004 el Consejo de Administración de la Autoridad Portuaria había aprobado, después de sacar a concurso, la adjudicación de las obras, tras un complejo estudio y diseño efectuado desde 1995.

² El primer mercante en operar en este puerto fue el "*Hammonia Korsika*" de 190 m de eslora, que abandonó el puerto el 28/09/2012 con destino a Recife, Brasil, después de haber cargado clinker (Vázquez, La Voz de Galicia, 2012). Anteriormente, en agosto de 2012 el buque semi-sumergible "*Blue Marlin*" cargó al buque anfibio de la marina australiana construido en Ferrol "*Canberra*" para su transporte hasta Melbourne, Australia (Revista Naval, 2012).

Según los datos proporcionados por la Autoridad Portuaria, la batimetría considerada es la natural, con profundidades de entre -20 m y -60 m en la zona de aproximación y de entre -25 m y -35 m en la zona de maniobra.



Figura 9.2 Disposición final del puerto exterior con los tres pantalanes. Fuente: <http://www.puertocoruna.com>

Los dos bajos más notables situados dentro del canal de entrada y salida de los buques, y que por tanto delimitan el tamaño (calado) máximo de los mismos, están situados en las proximidades del puerto, el primero a una distancia de 1.100 m al SW del morro del dique de abrigo, con una profundidad mínima de -18,5³ m, y el segundo a 1.000 m al S del morro del dique con una profundidad mínima de -21,0 m. En general, en el tráfico de entrada y salida de este puerto hay que tener en cuenta los siguientes aspectos que, en nuestra opinión, determinan la necesidad de disponer de un remolcador genuino de escolta:

- Se trata de buques que transportan, bien como carga y/o como combustible, productos con un alto índice de peligrosidad (petroleros, gaseros y *bulk-carriers* de grandes dimensiones con gran cantidad de combustible a bordo);
- Es una zona con un tipo de fondo duro y;
- Es una zona con una sensibilidad medioambiental elevada en caso de que se produzca un accidente en el que esté implicado alguno de los buques citados anteriormente.

³ Según los prácticos de La Coruña, a fecha de julio de 2017, la sonda mínima en el canal de entrada (bajo Pego) era de -20 m de ahí que todos los análisis efectuados de aquí en adelante, teniendo en cuenta una profundidad mínima de -18,5 m, arrojan unos resultados más conservadores, aunque entendemos que esta circunstancia redundará claramente en la seguridad general de las operaciones. En opinión de los propios prácticos, actualmente no sería posible acceder con buques con un calado superior a los 17,5 m.

9.3 ESTUDIOS EFECTUADOS MÁS RELEVANTES

Antes de construir cualquier instalación portuaria, con el objetivo de garantizar la viabilidad y su explotación rentable, se deben de establecer previamente y con la mayor exactitud posible las condiciones reales de operación y los valores máximos admisibles de las condiciones meteorológicas, de tal modo que los efectos generados sobre los buques que operen en esa zona se encuentren siempre dentro de los riesgos máximos admisibles para garantizar la seguridad de la operación.

Tal y como hemos visto a lo largo de la presente investigación, las simulaciones efectuadas con potentes ordenadores basadas en complejos cálculos matemáticos permiten realizar una aproximación a las condiciones reales que padecen los buques en las operaciones que efectúan próximas a las zonas portuarias (oleajes, vientos, corrientes, sistemas de propulsión y gobierno y acción de los remolcadores) y, a la vista de sus resultados, se pueden establecer las medidas preventivas orientadas a garantizar la seguridad dentro de ciertos límites meteorológicos, como por ejemplo, el número, potencia y tipo de remolcador de escolta utilizado para que el buque acceda a las inmediaciones del atraque de forma segura.

Por esta razón, la Autoridad Portuaria de La Coruña solicitó una serie de estudios en simuladores, entre los que se encuentra la *Simulación de Maniobras en Tiempo Real* para analizar la viabilidad de las maniobras de entrada y salida de petroleros de hasta 300.000 tons de peso muerto en el puerto exterior en Punta Langosteira (SIPORT 21, 2013). Para ello, se utilizó el simulador de maniobra de buques en tiempo real⁴ de la empresa de ingeniería *SIPORT 21* desarrollado por el *MARIN-MSCN* (Holanda).

Previamente, en el 2010 y también a solicitud de la Autoridad Portuaria de La Coruña, la empresa de ingeniería *ALATEC* realizó el “*Reglamento de Explotación del Puerto Exterior de A Coruña en Punta Langosteira*” en el que se incluyen los resultados de las maniobras efectuadas en un simulador en tiempo acelerado para diferentes tipos de buques y tamaños, del cual se obtuvieron muchas de las condiciones meteorológicas límites de acceso.

En cuanto a la determinación de las condiciones meteorológicas límites, los estudios efectuados se fundamentan siempre en los criterios de la *ROM 3.1-99 “Proyecto de la Configuración Marítima de los Puertos; Canales de Acceso y Áreas de Flotación”* de Puertos del Estado. No obstante, y por considerarlo relevante, debemos mencionar que los límites meteorológicos máximos admisibles deben de tener en cuenta un conjunto de factores variables relativos al

⁴ En las pruebas efectuadas en simuladores en tiempo real se realizan aquellas maniobras con las condiciones meteorológicas que se presentan con más frecuencia y/o severas, descartando las que tienen menos influencia en la seguridad por su escasa presentación. El simulador en tiempo real no debe confundirse con un modelo de maniobra con autopiloto, ya que en este último se determina la posición inicial y la trayectoria deseada, y el sistema de piloto automático actúa sobre el timón y la máquina con el objetivo de seguir la trayectoria previamente establecida, lo cual permite realizar un gran número de simulaciones en poco tiempo.

control de la navegación que no se pueden modelizar en un sistema numérico de simulador y que, cuando se presentan, pueden causar una desviación importante del buque respecto a la derrota correcta, un mayor ángulo de deriva o abatimiento o mayores fuerzas de remolque, ya sea durante la maniobra de entrada, salida o en los atraques y desatraques. Alguno de estos factores son los siguientes:

- Aumento repentino de la velocidad de las rachas de viento o de la altura de ola significativa;
- Variaciones de la maniobrabilidad del buque durante la navegación, ya sea por la modificación de la velocidad o por la distinta capacidad de gobierno y propulsión según el tipo y tamaño de buque;
- Criterios particulares de los capitanes y prácticos durante la maniobra (márgenes de seguridad, velocidades, etc.) y;
- Tiempo de respuesta ante un desvío del buque de su derrota.

9.3.1 ANÁLISIS DE LOS REQUISITOS NECESARIOS PARA EL SISTEMA DE ESCOLTA

Para definir los requisitos de las capacidades que deben de disponer los remolcadores de escolta, se pueden seguir dos principios: el principio de equivalencia y el principio de suficiencia, los cuales pretenden mejorar la seguridad del transporte marítimo de productos potencialmente peligrosos en zonas restringidas. No obstante, cada uno de estos principios supone diferentes implicaciones.

9.3.1.1 Principio de equivalencia

Por el principio de equivalencia se establece que los remolcadores de escolta deberían de tener las mismas capacidades que el propio buque escoltado, de tal modo que el sistema de escolta se presenta como un sistema redundante ante una avería que se pueda dar a bordo de un buque (Gray, 2001, p. 3).

De acuerdo con esta premisa, el remolcador de escolta debería de poder detener la arrancada del buque escoltado en la misma distancia que lo haría él mismo y tendría que tener la misma capacidad de evolución que si el buque utilizase su propio timón.

Sin embargo, con este enfoque se presentan algunos inconvenientes como son:

- A mayor maniobrabilidad del buque escoltado, mayores serán los requisitos exigibles al remolcador de escolta. De esta forma, los buques de mayores capacidades se verían

penalizados en cuanto a los costes del servicio de escolta en comparación con los de menores capacidades;

- No todos los buques tienen la misma maniobrabilidad, por lo que un sistema de escolta que se base en la equivalencia provocará diferentes niveles de seguridad en las mismas zonas de escolta;
- No existen razones técnicas que demuestren que la equivalencia genera un determinado nivel de seguridad en una zona en particular, principalmente porque no existen unos estándares de maniobra específicos para cada zona de navegación con los que tengan que cumplir los buques para poder navegar por ella y;
- No se tienen en cuenta los retrasos en los tiempos de respuesta que se producen entre que se solicita la asistencia del remolcador y éste empieza a trabajar de forma efectiva. Por ejemplo, en caso de una avería en el sistema de gobierno, el buque puede navegar fuera de la derrota prevista *off-track* una distancia importante antes de que el remolcador, con capacidad para generar fuerzas de gobierno y frenado similares a las del buque, pueda actuar.

9.3.1.2 Principio de suficiencia

Con el principio de suficiencia, el sistema de escolta tiene la capacidad necesaria para conseguir un determinado estándar de seguridad en una zona de navegación concreta, por lo que tiene las siguientes ventajas:

- Proporciona un estándar de seguridad constante para todos los buques escoltados en esa zona en particular, teniendo en cuenta su tamaño, velocidad y características;
- Incluye específicamente los efectos de los posibles retrasos en los tiempos de respuesta, y tiene en cuenta si, antes de intervenir, el remolcador efectúa una navegación activa “*tethered*” con el cabo de remolque dado al buque, o pasiva “*untethered*”, sin dar el cabo de remolque;
- Permite la regulación sistemática de la velocidad y especificación del remolcador y;
- Tiene en cuenta los efectos de las condiciones meteorológicas (viento, corrientes, etc.).

9.3.1.3 Análisis de operaciones y análisis de sistemas

Para desarrollar un sistema de escolta basado en análisis previos, se pueden seguir dos métodos, el *análisis de operaciones* y el *análisis de sistemas*. Cada uno proporciona una forma de definir los requisitos de escolta para un buque en particular navegando en una determinada zona (Gray, 2001, pp. 4-5).

El *análisis de operaciones* pretende identificar los requisitos de escolta a partir del estudio de un determinado buque escoltado junto con remolcadores específicos, haciendo especial énfasis en la evaluación del sistema de escolta ya implantado en una zona para luego explorar mejoras que puedan perfeccionar dichas operaciones.

Los principales objetivos que se deberían conseguir con esta estrategia son los siguientes:

- Incluir a todos los buques que naveguen por la zona objeto de escolta;
- Incluir a todos los remolcadores actualmente disponibles para prestar el servicio de escolta;
- Examinar las combinaciones concretas entre remolcador y buque escoltado y los modos de asistencia que pueden resultar más eficaces;
- Tener en cuenta los peligros específicos en las distintas zonas de navegación;
- Tener en cuenta las variaciones meteorológicas y;
- Definir un procedimiento mínimo de escolta para cada buque.

En general, este análisis de operaciones está orientado a responder a la siguiente pregunta: *Supuesto un buque escoltado y un remolcador, un modo de operación y una condición meteorológica específicas, ¿cuál es la velocidad máxima de tránsito permitida?*

Por su parte, el *análisis de sistemas* está orientado a determinar un conjunto coherente de reglas que rijan la escolta de los buques desde o hacia un puerto o terminal, y sus principales objetivos son los siguientes:

- Abarcar todo el rango de tamaño de buques, desplazamientos y calados que podrían operar en esa zona;
- Aplicar un rango de velocidades de escolta;
- Permitir el uso de diferentes tipos de remolcadores y sus combinaciones;
- Tener en cuenta los peligros específicos en las distintas zonas de navegación y;
- Ser lo suficientemente sencillo para que las Autoridades, los prácticos, y los armadores de los buques y de los remolcadores puedan verificar su cumplimiento.

Comúnmente, este análisis de sistemas está orientado a responder a la siguiente pregunta: *Para un determinado tamaño de buque escoltado y velocidad de tránsito, ¿cuál es el tipo y tamaño de remolcador(es) requerido(s) en caso de que se produzca una avería a bordo del buque que limite su maniobrabilidad?*

9.3.1.4 Componentes del análisis

Con independencia de la metodología de análisis utilizada, en el estudio del sistema de escolta es necesario tener en cuenta los siguientes parámetros (Gray, 2001, pp. 5-6):

1. Especificar las restricciones de navegación, definiendo:
 - a. Las derrotras de los buques;
 - b. Los peligros de varada y embarrancada;
 - c. La profundidad mínima disponible;
 - d. Aquellas zonas de escolta donde los requisitos pueden ser distintos.
2. Especificar las condiciones meteorológicas;
 - a. Velocidad, dirección y duración del viento;
 - b. Altura de ola significativa, periodo y dirección;
 - c. Velocidad de la corriente.
3. Modelizar el comportamiento de los buques durante la maniobra, incluyendo;
 - a. Simuladores de maniobra;
 - b. Coeficientes de maniobra para buques individuales o que sean representativos de una clase;
 - c. Verificación con pruebas a escala real;
 - d. Posibilidad de añadir las fuerzas meteorológicas;
 - e. Posibilidad de añadir las fuerzas generadas por los remolcadores.
4. Modelizar las fuerzas generadas por los remolcadores en las asistencias para;
 - a. Determinar el tipo de remolcador;
 - b. Calcular las fuerzas de frenado generadas en función de la velocidad;
 - c. Calcular las fuerzas de gobierno generadas en función de la velocidad;
 - d. Calcular los momentos de escora y el ángulo de escora límite teniendo en cuenta el francobordo y las características de estabilidad del remolcador;
 - e. Calcular los efectos del estado de la mar.
5. Posibles situaciones de avería o emergencia;
 - a. Avería en el sistema de propulsión, con o sin el sistema de gobierno;
 - b. Avería en el sistema de gobierno, con o sin el sistema de propulsión;
 - c. Hélice bloqueada o girando libremente;
 - d. Diferentes posiciones del timón en la avería (a la vía, todo a babor/estribor, etc.).
6. Posibles asistencias, incluyendo;
 - a. El tipo de maniobra efectuada por el remolcador de escolta;
 - i. Oposición, contrarrestando los efectos del timón metido a una banda y devolviendo al buque a su rumbo original;

- ii. Asistencia, para transmitir la máxima fuerza de gobierno e incrementar la velocidad de caída del buque a una banda tras una avería en su timón y;
 - iii. Retardo, para detener la arrancada del buque lo más rápidamente posible sin tener en cuenta el rumbo que siga.
- b. El tiempo transcurrido entre que se produce y detecta la avería a bordo del buque escoltado y el remolcador aplica fuerzas efectivas;
- i. Tiempo de respuesta entre que se detecta la avería a bordo del buque y se ordena parar los motores;
 - ii. Tiempo de respuesta para analizar las opciones disponibles y solicitar la intervención de los remolcadores;
 - iii. Tiempo empleado por el remolcador para alcanzar la posición de asistencia de escolta;
 - iv. Tiempo necesario para maniobrar y dar la línea de remolque en caso de efectuar una navegación pasiva “*untethered*”;
 - v. En el caso anterior, tiempo necesario para afirmar la línea de remolque;
 - vi. Tiempo de respuesta para solventar o minimizar las consecuencias de una posible avería en el remolcador.

9.4 LA FLOTA DE REMOLCADORES

El puerto de La Coruña cuenta actualmente (julio de 2017) con los siguientes remolcadores de puerto operativos:

Remolcador	<i>Bollard pull</i>	Propulsión	Ubicación
“ <i>Sertosa Veinticinco</i> ”	34 tons	Convencional	Puerto interior
“ <i>Sertosa Veintiocho</i> ”	45 tons	<i>Tractor Voith</i>	Puerto interior
“ <i>Ibaizabal Doce</i> ”	70 tons	<i>ASD</i>	Puerto interior
“ <i>Ibaizabal Nueve</i> ”	76 tons	<i>ASD</i>	Puerto interior
“ <i>Sertosa Treinta y Dos</i> ”	52 tons	<i>ASD</i>	Puerto exterior

Figura 9.3 Flota de remolcadores disponibles en el puerto de La Coruña.

Todos ellos son remolcadores portuarios no clasificados para efectuar el servicio genuino de escolta, de ahí que en las distintas simulaciones efectuadas se utilizasen únicamente en las asistencias en aguas abrigadas (al resguardo del dique de abrigo), recurriendo a un remolcador ficticio genuino de escolta, como es el caso de un remolcador *ASD* de 75 tons de *bollard pull*

con capacidad de efectuar una navegación de escolta activa “*tethered*” y poder operar por fuera del dique de abrigo en aguas abiertas.

No obstante, en las *Prescripciones Particulares del Servicio Portuario Básico de Remolque de Buques en el Puerto de A Coruña* de la Autoridad Portuaria (Ministerio de Fomento. Puertos del Estado. Autoridad Portuaria de A Coruña, 2009, pp. 9-10), se establece que el prestador del servicio de remolque debe ofrecer como mínimo cuatro remolcadores, en el que, de los tres de mayor tiro, uno necesariamente ha de ser *tractor Voith* y los otros dos deberán de ser *tractor Voith* o *ASD*, los cuales deberán estar equipados con elementos contraincendios y de lucha contra la contaminación. De todos estos remolcadores, uno de ellos estará destinado a la “escolta” y tendrá las siguientes características:

- Deberá disponer de una potencia superior a 2.600 kW;
- Desarrollar una velocidad de hasta 12 nudos y;
- Tener un mínimo de 45 tons de *bollard pull*.

Al mismo tiempo, la definición de “escolta” aplicable al puerto interior que figura en dichas Prescripciones es la siguiente:

“Incluye la maniobra necesaria para acompañar a un buque desde los puntos de recalada hasta la zona interior de la misma, en caso de entrada al puerto, o la operación inversa en caso de salidas.

Todos los buques petroleros, o que transporten productos especiales o que entrañen un grave riesgo, de G.T. igual o superior a 15.000 Tns, así como buques con avería, etc., deberán ser acompañados por un remolcador de los que prestan el servicio”⁵ (Ministerio de Fomento. Puertos del Estado. Autoridad Portuaria de A Coruña, 2009, pp. 16-17).

En ningún momento se impone la necesidad de disponer de un remolcador genuino de escolta y clasificado con la notación “*Escort Tug*” por una Sociedad de Clasificación, ni se indican las fuerzas de gobierno y/o frenado que hipotéticamente tuviese que generar al buque escoltado en función de su tamaño, confiando únicamente su eficiencia en la potencia (*bollard pull*) y velocidad navegando libremente. Por tanto, lo que en la actualidad se efectúa en el puerto interior es una especie de acompañamiento del remolcador *tractor Voith* “*Sertosa Veintiocho*”

⁵ Esta definición fue ratificada el 16 de diciembre de 2014 por el Consejo de Administración de la Autoridad Portuaria en el “*Acuerdo del Consejo de Administración por el que se establecen los criterios de interpretación del pliego de prescripciones particulares del servicio portuario de remolque en el puerto de A Coruña*” a raíz de la ampliación de espacio y usos portuarios de este puerto, donde se incluyen las instalaciones de Punta Langosteira y Ría de Ares.

por la proa del buque asistido, sin dar el cabo de remolque y a cierta distancia del mismo, lo cual si nos atenemos a la definición internacionalmente aceptada de remolque de escolta, en nuestra opinión se trataría de un servicio que, en sentido estricto, no podría denominarse como de “escolta”, entre otras cosas porque el remolque de escolta propiamente dicho implica de forma imperativa que el servicio lo preste un remolcador genuino de escolta, que no es el caso (de hecho, así se plantea en las simulaciones efectuadas).

9.5 PUNTOS DE EMBARQUE DE LOS PRÁCTICOS

Los puntos oficiales de embarque de práctico para la entrada en el puerto exterior son los siguientes⁶ (Ministerio de Fomento. Puertos del Estado. Autoridad Portuaria de A Coruña, 2015, pp. 4-5):

Flota	Posición (código)	Posición (descripción)	Latitud	Longitud
> 10.000 GT y buques tanque	Posición 4	2,0 millas al NW del dique de abrigo	43° 21' 53,74" N	008° 34' 19,38" W
Resto	Posición 5	0,5 millas al N del dique de abrigo	43° 21' 00,0" N	008° 32' 42,0" W

Figura 9.4 Posiciones de embarque de práctico en el puerto exterior de La Coruña en función del tipo de buque.

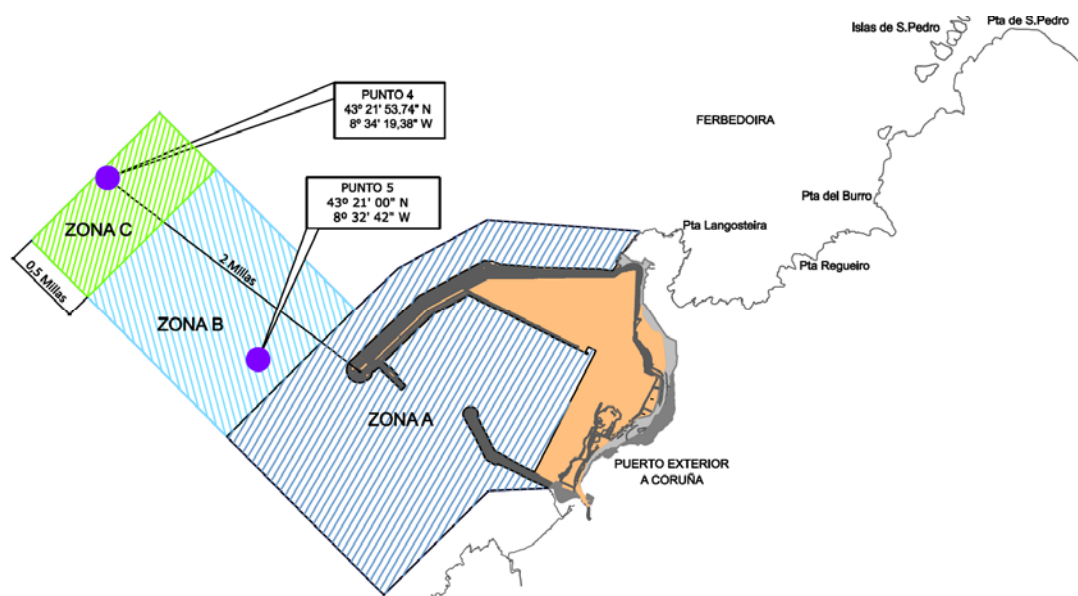


Figura 9.5 Puntos de embarque de práctico y límites del servicio de practicaaje en el puerto exterior (Ministerio de Fomento. Puertos del Estado. Autoridad Portuaria de A Coruña, 2015, anexo 2).

⁶ Las posiciones por orden correlativo denominadas 1, 2 y 3 se corresponden con los puntos de embarque para el puerto interior.

No obstante, cuando esté previsto la llegada de algún buque con características especiales (buques de gran obra muerta, *car carriers*, *bulkcarriers*, buques en lastre, etc.) la Capitanía Marítima puede establecer la obligación de iniciar el servicio de practica en cualquiera de las posiciones contempladas según corresponda.

En el caso de que la altura de ola sea superior a 4 m, los buques con calado superior a 9 m tomarán práctico en la Posición 4.

9.6 CONDICIONES METEOROLÓGICAS

9.6.1 EL VIENTO

En el morro del martillo, en latitud 43,345° N y longitud 008,529° W, se instaló en enero de 2013 una estación meteorológica automática (*Meteodata R.M. Young*) a una altura de 10 m con sensores para registrar la velocidad y dirección del viento, temperatura y humedad relativa, presión y pluviosidad, accesibles a todo el mundo en internet⁷ (posteriormente se instaló otra estación en el muelle transversal).

Los registros de dicha estación obtenidos de *Meteogalicia* e incluidos en las figuras 9.6 y 9.7, muestran la dirección y velocidad del viento predominante desde enero 2013 (fecha de alta de la estación) hasta diciembre de 2016. En esta zona el viento sopla principalmente de dos sectores NE y SW, y aunque los vientos del NW tienen una menor frecuencia de presentación, suelen incluirse en todos los análisis y estudios al ser de los más perjudiciales para la maniobra de entrada y salida.

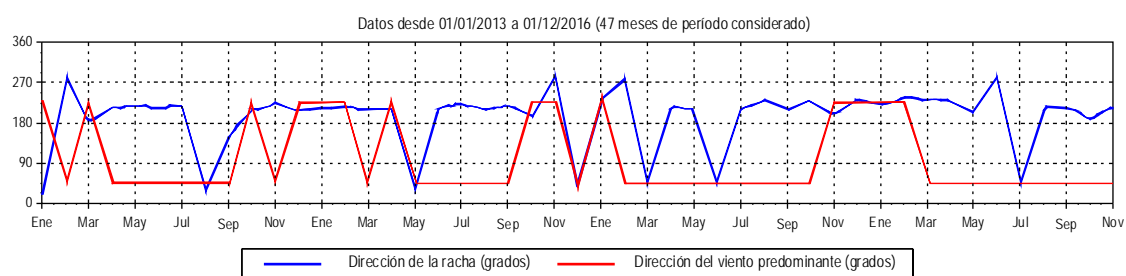


Figura 9.6 Dirección del viento predominante y de la racha. Fuente: <http://www.meteogalicia.com>

⁷ Los datos y gráficos de las últimas 24-48 horas de la estación automática meteorológica, mareógrafo y boya del puerto exterior se pueden consultar en el siguiente enlace de la Autoridad Portuaria de A Coruña. <http://cma.puertocoruna.com>

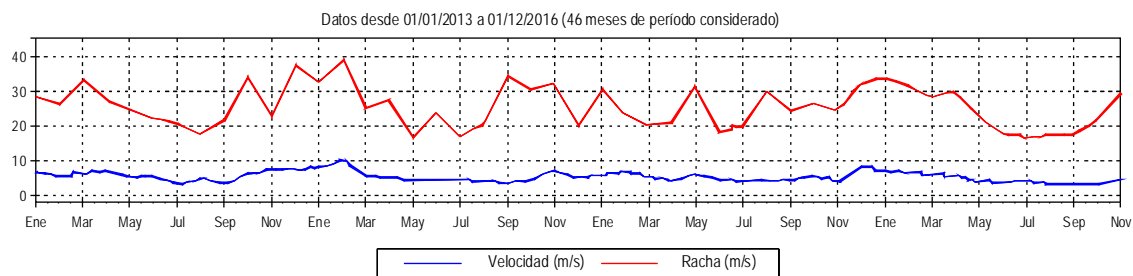


Figura 9.7 Velocidad media del viento predominante y de la racha en m/s. Fuente: <http://www.meteogalicia.com> Dibujo: Santiago I. Baniela.

No obstante, si reducimos el tiempo de estudio a un periodo más concreto, pueden darse pequeñas desviaciones, tal y como se aprecia en la rosa de vientos de la figura 9.8 de los registros de la boya de Langosteira para el año 2016, donde se observa que la dirección predominante del viento fue el NNE y NE, y con mayor frecuencia de presentación del W que del SW. En cualquier caso, los análisis de los registros a largo plazo demuestran que las direcciones predominantes del viento en esa zona son de forma generalizada son el NE y SW.

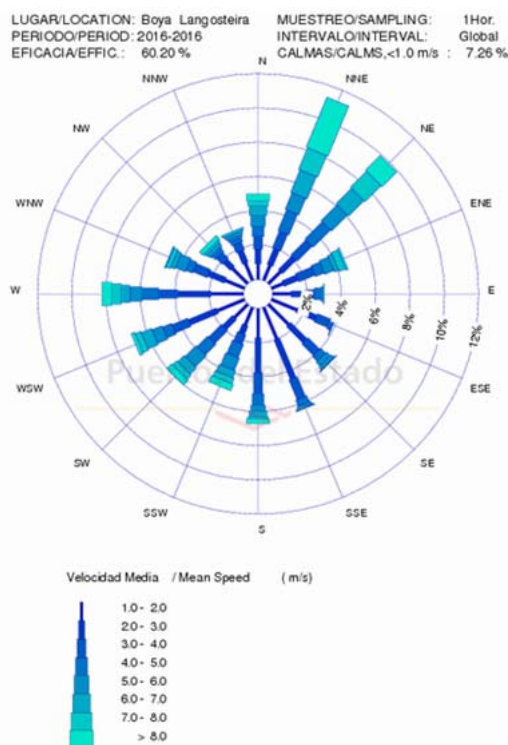


Figura 9.8 Rosa de vientos global en la boya de Punta Langosteira en 2016. Fuente: <http://www.puertos.es>

Dado que en la página web de *Puertos del Estado* para la boya de Punta Langosteira únicamente está disponible la rosa de vientos para el año 2016, se inserta a continuación en la figura 9.9 la rosa de vientos de la boya Villano-Sisargas (la más próxima al puerto exterior) fondeada en

1998 en mar abierto y a unas 30 millas de Punta Langosteira (latitud 43° 29,7' N y longitud 009° 12,6' W) sobre la batimétrica de -386 m. Para el periodo comprendido entre 1998 y 2016, se observa claramente lo que hemos comentado anteriormente, es decir, que las dos direcciones más influyentes en esta zona de Galicia son el NE y SW.

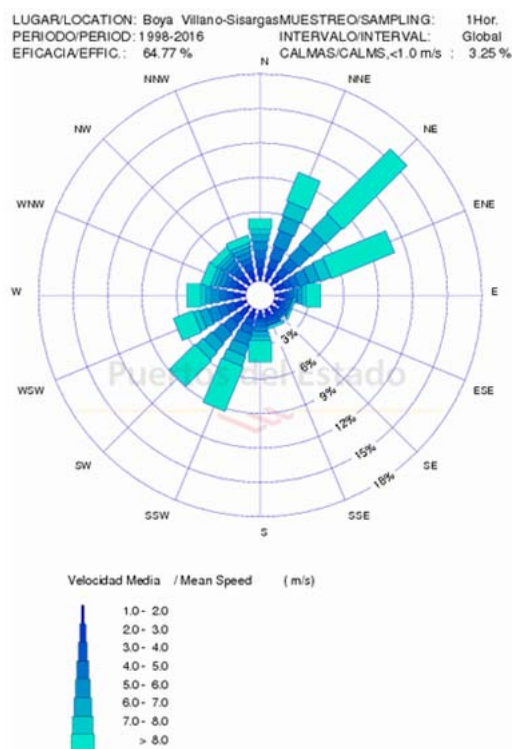


Figura 9.9 Rosa de vientos global en la boya de Villano-Sisargas entre 1998-2016. Fuente: <http://www.puertos.es>

Por tanto, del análisis de los registros meteorológicos de la zona, tanto de la estación automática instalada en el 2013 en el morro del martillo como de los registros de las últimas décadas de la estación más próxima al puerto exterior situada en mar abierto, se obtiene que las condiciones más frecuentes e influyentes son las siguientes:

- Vientos del NE y NW con una intensidad media de 25 nudos (fuerza 6), asociados con oleajes del NW y 5 m de altura de ola y;
- Viento del SW con una intensidad de 20 nudos (fuerza 5), asociados con el mismo oleaje del NW de 4 m de altura de ola⁸.

En ambas condiciones, las corrientes superficiales se corresponden con las asociadas al viento, aunque en las maniobras típicas de entrada y salida de este puerto, los factores más determinantes son el viento y el oleaje.

⁸ Además, estos valores determinaron las condiciones límites de acceso que resultaron de la valoración de las maniobras realizadas en los estudios de 2010 para un petrolero de 200.000 tons de peso muerto.

Cuando se dan las intensidades de viento más altas, los buques deben controlar perfectamente su velocidad en todo el canal de entrada ya que, si ésta es muy elevada, dificultaría el control en el paso por la bocana y la posterior parada en el interior de la dársena.

Por el contrario, una velocidad demasiado baja impide que el buque tenga la suficiente maniobrabilidad para hacer frente a los efectos del viento y oleaje por lo que, de forma general, una velocidad media de 7 nudos o algo inferior puede considerarse una velocidad de referencia durante la aproximación.

Por último, mencionar que los buques petroleros de grandes dimensiones (en torno a 200.000 tons de peso muerto o superior) tienen un gran desplazamiento y formas llenas, con una gran diferencia de calado y obra muerta entre las situaciones de plena carga y lastre. Esto origina un incremento muy significativo del área expuesta al viento, al mismo tiempo que se reduce la obra viva y la resistencia al agua, lo que hace que sean muy sensibles a los efectos del viento.

9.6.2 EL OLEAJE

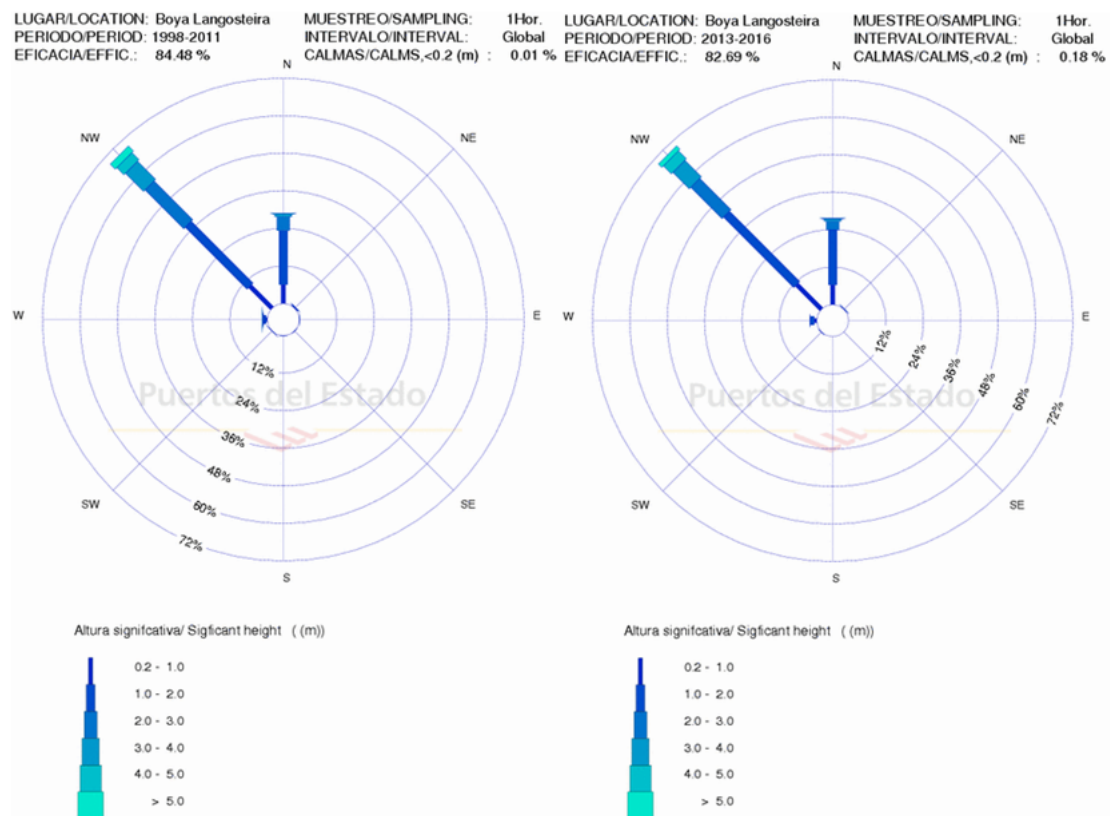


Figura 9.10 Rosas de altura significativa y dirección de oleaje de la boya de Punta Langosteira entre 1998-2011 (izquierda) y 2013-2016 (derecha). Fuente: <http://www.puertos.es>

La información relativa al oleaje se obtiene de la boya direccional fondeada en Punta Langosteira en latitud 43° 21,0' N y longitud 008° 33,7' W (por fuera del dique de abrigo) en

una profundidad de -61 m. Esta boya tipo *Axys WatchMate* se fondeó en 2013 y tiene un sensor de oleaje para medir el oleaje direccional y temperatura del agua, y un sensor meteorológico para registrar la velocidad y dirección del viento, temperatura del aire y presión atmosférica.

Tal y como se aprecia en las rosas de oleaje de la figura 9.10, los oleajes del NW son los que presentan mayor frecuencia de presentación con alturas de 3-5 m. La figura de la izquierda se corresponde a la altura significativa y dirección de oleaje en Punta Langosteira entre 1998 y 2011, aunque esta estación, fondeada sobre la batimétrica de -40 m en latitud 43° 21,6' N y longitud 008° 31,8' W, cerró definitivamente en diciembre de 2011. La figura de la derecha se corresponde con los registros de oleaje entre 2013 y 2016.

Los oleajes del WNW tienen una mayor capacidad de penetración en el interior de la dársena y por tanto son más influyentes⁹, pero tal y como se puede apreciar en la figura anterior su frecuencia de presentación es muy pequeña, y de hecho no aparecen representados.

Los registros de la boya de la zona también revelan que los oleajes procedentes del N al NNE, debido al abrigo que representa la costa de Galicia, presentan una frecuencia de presentación muy reducida y con alturas pequeñas. Además, los oleajes procedentes de tierra no generan olas con alturas superiores a los 2 m ya que no existe el “*fetch*”¹⁰ suficiente para generar un oleaje importante.

En la figura 9.11 se muestra el porcentaje de presentación de la altura media de ola significativa entre 2013 y 2016, observándose que las de mayor frecuencia son aquellas con altura entre 1-2 m.

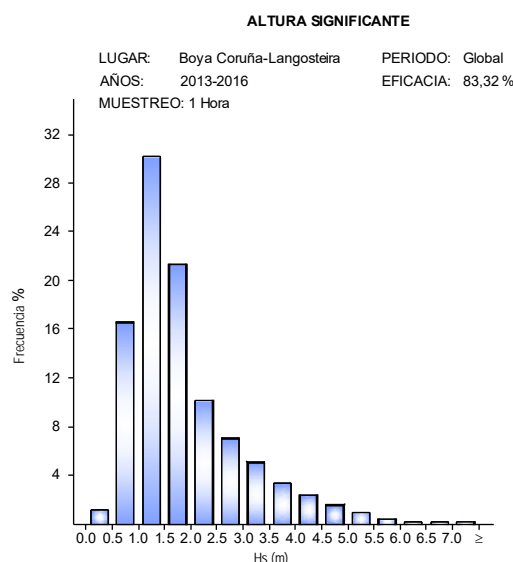


Figura 9.11 Frecuencia en porcentaje de la altura significativa de la ola entre 2013 y 2016 en la boya de Punta Langosteira. Fuente: <http://www.puertos.es> Dibujo: Santiago I. Baniela.

⁹ Precisamente por la capacidad de penetración con mayor energía en el interior de la dársena, en las pruebas efectuadas en simuladores en las maniobras de atraque y desatraque se suele considerar un oleaje exterior del WNW con una altura de ola de 5 m.

¹⁰ Término con el que se conoce a la longitud de superficie de mar donde actúa el viento generador de oleaje.

9.6.3 LAS CORRIENTES

La dirección de las corrientes está ligada a la dirección del viento, de tal modo que:

- Corrientes del SW se corresponden con vientos del NE.
- Corrientes del NE se corresponden con vientos del SW.
- Corrientes del SE se corresponden con vientos del NW.

Para una misma dirección de viento y condición de marea, a mayor velocidad de viento mayor intensidad de corriente inducida, de tal forma que, en general, las máximas intensidades de vientos (15, 20 y 25 nudos) se asocian con corrientes de 0,7 nudos.

Habitualmente, las corrientes toman la dirección que se amolda a la costa y al dique de abrigo, bien en sentido norte o sur, por lo que cuando el buque está en el canal de entrada, todas las corrientes inciden sobre él de forma más o menos transversal, ya sea por babor o estribor. No obstante, según la dirección del viento asociado, las corrientes entran en la dársena en uno u otro sentido, de tal modo que, si el viento sopla de una dirección entre el NE y NNW, el flujo de las corrientes más intensas, tanto en marea creciente como en vaciante, dobla el morro del dique de abrigo y entra en la dársena estableciendo una circulación del flujo en sentido horario, saliendo de la misma al bordear la costa del contradique en dirección sur.

Cuando el viento sopla del NW, o con componente W o S, el flujo de la corriente entra en la dársena en sentido inverso al caso anterior, bordeando la costa del contradique de sur a norte y estableciendo una circulación antihoraria en el interior de la dársena hasta salir doblando el morro del dique de abrigo.

9.6.4 LAS MAREAS

El mareógrafo del puerto exterior (con un sensor *Radar MIROS*), situado en la cabeza del martillo, empezó a tomar medidas respecto al nivel *Cero REDMAR* en noviembre de 2012 y también puede medir la agitación.

Según la *ROM 0.2-90 “Acciones en el Proyecto de Obras Marítimas y Portuarias”* las características generales de la marea en esta zona son las siguientes

- ✓ Nivel medio: 2,05 m
- ✓ Carrera de marea¹¹: 4,60 m

¹¹ La carrera de marea astronómica es la diferencia entre la pleamar máxima viva equinoccial (PMVE) y la bajamar máxima viva equinoccial (BMVE).

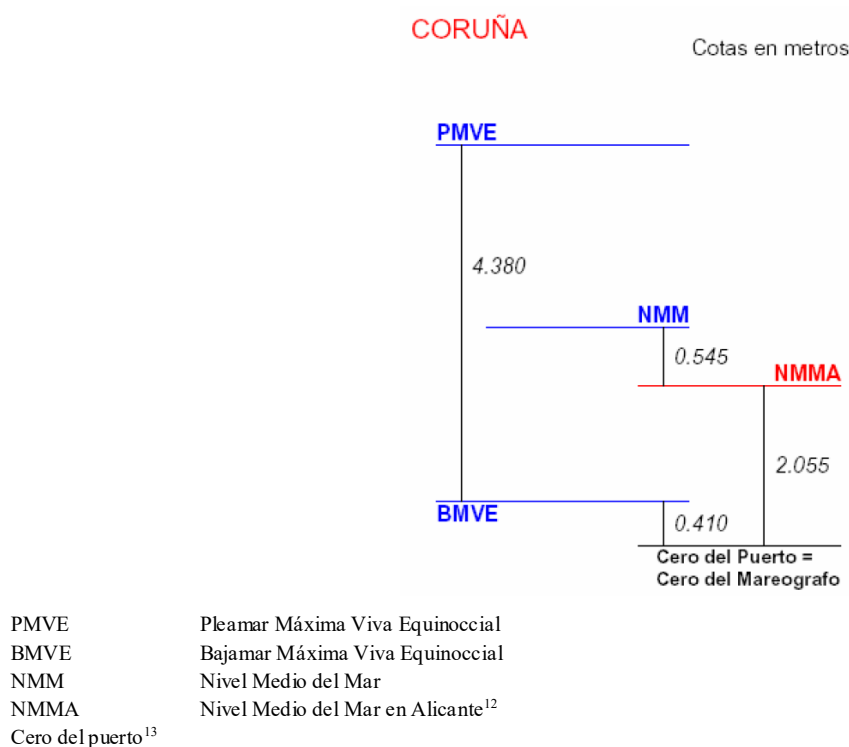


Figura 9.12 Niveles de referencia en el puerto de La Coruña (ALATEC, 2010, p. 9).

Para determinar el nivel mínimo de agua requerido para el acceso seguro de los buques al puerto respecto a la BMVE, en general, es necesario seguir los siguientes pasos:

- Determinar el tamaño (tons de peso muerto) y calado del buque;
- Estimar o predecir las condiciones de oleaje durante la maniobra de entrada;
- Determinar el nivel de agua mínimo requerido y pleamar, y;
- Programar la maniobra dentro del ciclo de marea.

En cualquier caso, habrá que tener en cuenta que en los aspectos anteriores no se tienen en cuenta una serie de restricciones como son las condiciones límites de maniobra, la imposibilidad de embarque del práctico, la no disponibilidad de remolcadores o que haya espacio libre en el muelle de atraque.

¹² En la Península Ibérica, el Instituto Geográfico Nacional utiliza el Nivel Medio del Mar en Alicante (NMMA) obtenido a partir de datos de nivel del mar en este puerto, durante la década 1870-1880. Por esta razón, el mareógrafo de Alicante fue el primer mareógrafo español instalado con carácter permanente y, por tanto, constituye la serie de datos del nivel del mar más larga de nuestro país.

¹³ Cada puerto define un nivel de referencia o cero conveniente para la realización de obras, dragados, etc. que se conoce con el nombre de “cero del puerto” y que normalmente coincide con la mínima bajamar. Puede coincidir o no con el cero hidrográfico, dependiendo de los datos a partir de los que se ha obtenido, de las variaciones históricas en las condiciones de la marea, etc. En general, el puerto requiere un cero que no se quede “en seco” (que daría lugar a niveles negativos del mar), algo que, por definición, no tiene por qué ocurrir con el cero hidrográfico. Por otra parte, el Instituto Hidrográfico de la Marina tiene entre sus misiones establecer la referencia vertical de la cartografía náutica. Esta referencia se denomina “cero hidrográfico” y se utiliza tanto en la publicación del Anuario de Mareas como en la elaboración de las cartas náuticas. Este cero coincide aproximadamente con el nivel de agua más bajo y varía con las características de la marea a lo largo de la costa (Ministerio de Fomento. Puertos del Estado, 2011).

9.6.5 AGUA BAJO LA QUILLA UKC Y POSIBILIDADES DE ACCESO DE ACUERDO A LA SONDA ACTUAL

En general, cuanto menor sea el resguardo de agua bajo la quilla (*UKC*), menor será la maniobrabilidad del buque. De acuerdo a la diferente bibliografía consultada sobre el tema, se considera que para garantizar la maniobrabilidad de buques de gran calado (unos 20 m), es suficiente un margen de profundidad mínimo bajo la quilla (*UKC*) de 1,0 m (un 5% del calado¹⁴).

$$UKC_{\text{MIN}} > 1,0 \text{ m}$$

Según los estudios encargados por la Autoridad Portuaria para comprobar la viabilidad de acceso de un petrolero de 300.000 tons de peso muerto (calado estimado de 21,7 m), las posibilidades de acceso de los buques en función de la sonda y las condiciones meteorológicas reinantes habituales puede llevarse a cabo de acuerdo al *método determinista*, incluido en la *ROM 3.1-99*, o según el *método probabilista*.

En líneas generales, el *método determinista* tiene la ventaja de que resulta fácil de construir, se obtienen resultados en poco tiempo y no precisa de estadísticas a largo plazo. Tiene la desventaja de que es un método bastante conservador, no puede cuantificar el nivel de seguridad de antemano y solo puede determinar el porcentaje de inoperatividad del puerto cuando todos los factores se mantienen constantes.

Con la profundidad mínima en el canal de -18,5 m¹⁵, los buques petroleros de 200.000 tons de peso muerto (calado aproximado de 19,7 m) tienen un índice de operatividad de acceso al puerto prácticamente nulo, por lo que para garantizar una operatividad de al menos el 90%, se necesitaría dragar el canal hasta alcanzar al menos -23 m de profundidad ya que, en caso contrario, se tendrían que imponer restricciones y condiciones conjuntas de nivel de marea-oleaje que garantizasen su entrada segura, las cuales entendemos que resultan muy difíciles de determinar en la práctica.

Por su parte, el petrolero de 300.000 tons de peso muerto tiene un índice operativo nulo en cualquier condición al no garantizar un *UKC* mínimo seguro por lo que, para garantizar una

¹⁴ En la mayoría de los puertos no existen requerimientos específicos en cuanto a la probabilidad de que se produzca contacto con el fondo, de tal modo que muchos aplican el criterio generalizado del 15% de resguardo bajo la quilla en aguas abiertas y el 10% en aguas protegidas del oleaje. De esta forma, solamente se tiene en cuenta el calado del buque y se obvian especificaciones sobre las condiciones del oleaje, tipo de buque, etc.

¹⁵ Algunos estudios efectuados contemplan que si no se considera como parte del canal de acceso los bajos situados al SW del morro del dique de abrigo (sonda -18,5 m), el ancho del mismo quedaría en 332 m (se reduciría en 77 m) por lo que la profundidad mínima considerada sería de -21,0 m, y lógicamente aumentaría la operatividad de estos buques. No obstante, entendemos que sería una consideración que iría claramente en detrimento de la seguridad.

operatividad razonable, habría que dragar el canal hasta alcanzar una profundidad mínima superior a los -25,5 m (entre -26 y -27 m).

Sin embargo, con la profundidad mínima de -18,5 m, los petroleros de hasta 100.000 tons de peso muerto (calado aproximado de 14,1 m) tienen un índice de operatividad muy alto (casi un 94%).

Por su parte, el *método probabilista* utiliza información estadística de las condiciones hidrometeorológicas (viento, oleaje, corriente y marea) a largo plazo, las imprecisiones de los datos, los tipos de buques que forman la flota actual o del futuro del puerto y los factores de seguridad combinados con los conceptos anteriores. Para ello, la entrada de los grandes buques siempre está ligada a las pleamares, programando el momento de entrada un determinado tiempo antes del nivel máximo de agua, con el objetivo de llegar a la zona o punto crítico de maniobra con el máximo resguardo bajo la quilla (*UKC*), con la corriente parada y un margen de tiempo suficiente con un nivel de agua grande a modo de seguridad. Por tanto, si no se dispone de una pleamar suficiente, la maniobra no puede efectuarse cumpliendo los criterios de seguridad mínimos, al no darse el nivel de agua necesario durante el tiempo mínimo de maniobra segura que se elija (generalmente 3 horas centradas en la pleamar). Estimamos que el hecho de que un buque tenga que esperar fuera de la bocana del puerto un determinado número de horas a la espera de la pleamar, no sería económicamente rentable para el armador y tampoco garantizaría la seguridad de la operación, principalmente en aquellos casos de emergencia (incendio, pérdida total del sistema de propulsión y/o gobierno, escora excesiva, etc.) que obliguen a la entrada y resguardo del buque de forma inmediata, evitando que el buque tenga que estar capeando el mal tiempo mientras espera la hora de entrada.

Con este método, y la sonda mínima del canal de -18,5 m, el buque de 200.000 tons de peso muerto sufriría grandes limitaciones de acceso y estaría sometido a las condiciones de marea, por lo que requeriría llevar a cabo una programación para efectuar la maniobra en el momento adecuado con el objetivo de cumplir los criterios de seguridad¹⁶, con un porcentaje operativo de aproximadamente el 50%, lo que originaría demoras importantes. Para aumentar este porcentaje sería necesario dragar el canal hasta alcanzar, al menos, los -23 m de profundidad.

¹⁶ El 23/12/2016 entró en el puerto exterior el petrolero liberiano “*Max Jacob*”, el primero en entrar en este puerto para su reparación a raíz de una avería mecánica sufrida durante la derrota entre Rotterdam y EE.UU. cargado con 150.000 tons de crudo. Este buque tiene una eslora de 274 m, una manga de 48 m y un peso muerto de 157.448 tons. Aunque tenía el *ETA* a Punta Langosteira a las 08:00 horas, debido a su calado actual de 16,5 m (era el mayor de los buques que hasta ese momento habían operado allí), la operación se tuvo que retrasar hasta las 11:00 horas para coincidir con la pleamar y garantizar un mayor *UKC* durante la maniobra, estando asistido por cuatro remolcadores portuarios y dos prácticos, lo que nos da una idea de los riesgos o dificultad que entrañó esta operación (Mouzo, La Voz de Galicia, 2016a, 2016b).

En cuanto al buque de 300.000 tons, no tiene posibilidad de acceso en ningún momento con la profundidad -18,5 m, de tal forma sería imperativo dragar el canal¹⁷.

En caso de que se dragase y se eliminasen los bajos más destacados para garantizar una profundidad mínima de -23 m, la capacidad operativa aumentaría sensiblemente, hasta alcanzar un nivel de accesibilidad del 90% con el buque de 200.000 tons y del 80% con el buque de 300.000 tons.

En cualquier caso, los buques de 100.000 tons de peso muerto tienen un porcentaje de accesibilidad alto (número de pleamares), por lo que, si solo se considera este tipo de tráfico, no sería necesario dragar el canal, aunque en último término es una decisión que debe de ser tomada por la Autoridad Portuaria teniendo en cuenta todos los aspectos económicos de coste/beneficio. No obstante, como todo parece indicar que la intención de la Autoridad Portuaria es convertir a este puerto en un puerto *hub* de hidrocarburos y productos derivados del petróleo, con capacidad para recibir buques *VLCC* y generar economías de escala, el dragado del canal e incluso de las aguas interiores es una labor imprescindible que más tarde o más temprano tendrán que acometer.

9.7 MANIOBRA DE ENTRADA EN CONDICIONES NORMALES

La maniobra de entrada a un puerto es el conjunto de operaciones náuticas que incluyen la navegación de aproximación por el canal de entrada y cruce de la bocana, parada del buque, reviro, navegación en marcha adelante o atrás por las aguas interiores portuarias hasta el frente del atraque que le corresponda y aproximación transversal al mismo.

Se supone que la maniobra de entrada se inicia en el punto de embarque de práctico (Posición 4 o Posición 5 de la tabla 9.4 en función del tipo de buque), donde se sitúa la boya de recalada, y a una velocidad de 5 nudos, considerada la mínima velocidad de gobierno que facilita el embarque del práctico.

Una vez el práctico está a bordo, los buques aumentan su velocidad progresivamente (hasta 8-10 nudos los buques de mayor tamaño y 10-12 nudos¹⁸ los medianos y de pequeño tamaño) aunque en cualquier caso, la velocidad antes de llegar a la altura del morro del dique de abrigo debe

¹⁷ El nivel de agua necesario en cada momento con el método probabilista también depende de la altura de las olas y de los periodos de las mismas, de tal forma que, para periodos bajos, el límite de altura de ola es mayor que en el caso de los periodos altos.

¹⁸ Velocidad máxima de aproximación permitida en la *ROM 3.1-99*.

reducirse progresivamente hasta los 8-9 nudos¹⁹, con el objetivo de garantizar que se puede disminuir la arrancada con antelación suficiente (ALATEC, 2010, p. 24).

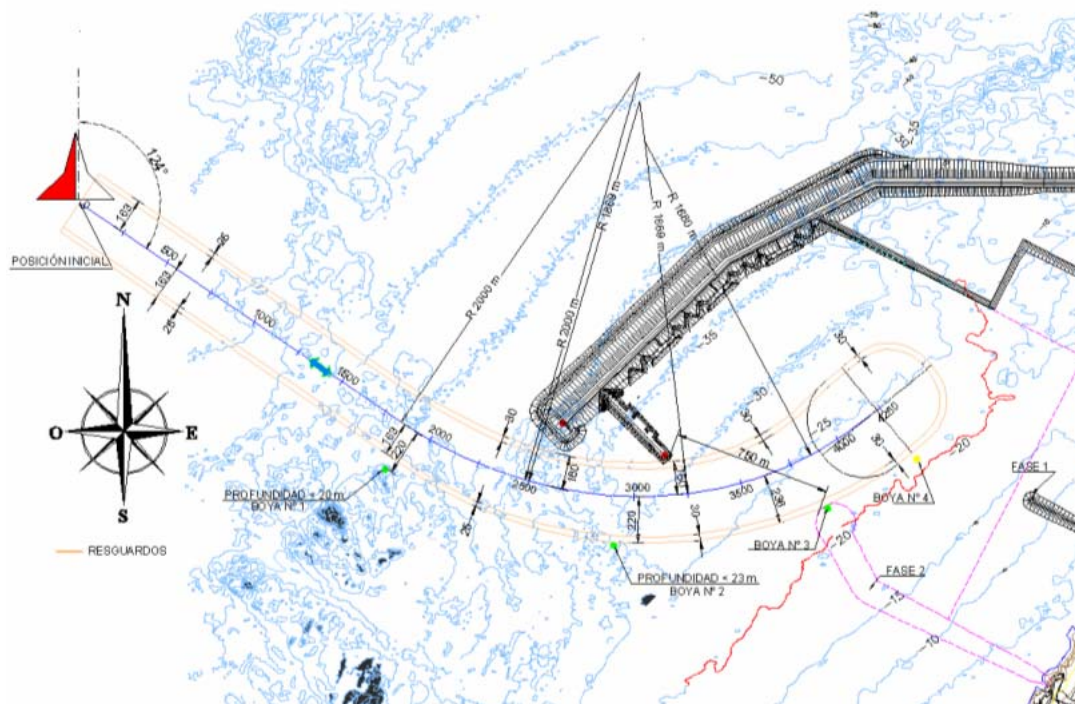


Figura 9.13 Ruta de acceso al puerto (ALATEC, 2010, p. 121).

La altura de la ola máxima considerada en la entrada al puerto es de 5 m, que coincide con lo recomendado por la ROM 3.1-99 respecto a la altura máxima de ola longitudinal al buque en el cruce de bocanas.

A continuación, analizaremos la influencia que tienen sobre la derrota las distintas combinaciones de viento y oleaje, bien por su elevada frecuencia de presentación o por las dificultades que, de forma combinada, originan sobre el control de del buque.

9.7.1 VIENTO DEL NE Y OLEAJE DEL NW

Mientras el buque navega por el canal de entrada, el viento del NE le incide por el través de babor mientras que el oleaje del NW lo hace por la popa, de tal forma que los efectos evolutivos de ambos se compensan y es posible que el buque utilice la máquina mínima avante, alternándola con paradas, para reducir progresivamente la velocidad.

¹⁹ Sin haber tenido la oportunidad de demostrarlo experimentalmente, se cree que esta velocidad es demasiado elevada si se tienen en cuenta las inercias que se generan para el buque objeto de estudio en esta tesis (200.000 tons de peso muerto). Es por ello que la velocidad máxima de acceso se atribuye a la velocidad mínima de gobierno que, aun teniendo en cuenta las particularidades de cada caso, de forma general es inferior a los 8 nudos propuestos.

Antes de la llegada a la prolongación del dique, el buque empieza a caer paulatinamente a babor, manteniendo una velocidad de como máximo 7 nudos y, a partir de ahí, el buque cae francamente a babor utilizando máquina avante mínima. Durante esta evolución, el oleaje pasa de actuar por la popa a hacerlo sobre el costado de babor, de tal forma que su acción, junto con el viento incidiendo sobre ese mismo costado, provocan una caída importante a babor, que tiene que ser compensada utilizando máquina avante poca-media y timón a estribor (SIPORT 21, 2013, pp. 53-54).

En caso de que durante la entrada se produzca una avería en el sistema de propulsión y/o gobierno, el remolcador de escolta ficticio utilizado en las simulaciones de 75 tons de *bollard pull* y conectado a la popa del buque intervendrá tanto para asistirle y contribuir a la caída a babor dirigiéndolo al interior de las zonas portuarias, como para reducir la velocidad de esa caída y/o disminuir su arrancada.

Aunque una gran parte de las simulaciones efectuadas demostraron que con este remolcador de escolta se evitaban los accidentes producidos como consecuencia de una avería en el sistema de propulsión y gobierno, hay maniobras en las que ni este remolcador de escolta podía evitarlo. Este es el caso que se produce cuando el buque, en su derrota hacia la dársena, tiene proa al morro del contradique, de tal modo que cuando se dispone a aguantar la caída a babor con el timón metido a estribor, se simula que el buque se queda sin propulsión y gobierno. El remolcador de escolta empieza a trabajar por babor para disminuir la velocidad de caída y evitar que se dirija hacia los pantalanés, aunque sin éxito pues termina colisionando con el pantalan exterior a 3 nudos, a pesar de la intervención de los remolcadores portuarios en última instancia. No obstante, debemos tener en cuenta que no se pueden extrapolar estos resultados a condiciones distintas a las planteadas en la propia simulación (diferentes tipos de buques y tamaño, condiciones meteorológicas, maniobras de actuación, etc.) y, en cualquier caso, considerar estos resultados siempre con las reservas oportunas.

9.7.2 VIENTO DEL SW Y OLEAJE DEL NW

Durante la aproximación del buque al puerto, el viento soplando del SW incide por el través de estribor mientras que el oleaje del NW lo hace por la popa cerrada, de tal forma que el buque tiene una tendencia a caer a estribor y origina una cierta dificultad para llevar a cabo la maniobra ya que tiene que compensar estos efectos con arrancadas avante mínima-poca (SIPORT 21, 2013, pp. 55-57).

Una vez alcanzada la prolongación del dique de abrigo y comenzada la evolución a babor (a lo que se opone el viento), el oleaje pasa a incidir por el costado de babor, y contribuye a la caída hacia esa banda. Una vez estabilizado el rumbo y superado el martillo, se arranca máquina atrás

para reducir la velocidad y si fuese necesario y posible operativamente, se hacen firmes los remolcadores de puerto.

Si se simula que se produce una pérdida del sistema de propulsión y gobierno “*black-out*” en el momento de iniciar la caída a babor, una vez superado el bajo de San Andrés a la altura del morro del dique exterior, el remolcador de escolta empieza a trabajar por estribor para originar la caída del buque a babor, a lo que se opone el viento reinante que incide por el costado de estribor. No obstante, el oleaje que incide cada vez más abierto por el costado de babor, favorece la caída del buque a esta banda. Por tanto, el buque debido al viento origina un giro muy lento a babor que le permitiría librar el contradique hasta quedar bajo control.

En cambio, si el “*black-out*” se produce cuando el buque ha superado el morro del dique y ya está cayendo a babor de acuerdo a su derrota prevista, con la proa hacia la chimenea de la Central Térmica, el remolcador de escolta tratará de generarle una caída a babor y reducir su arrancada, pero la acción del viento incidiendo por el costado de estribor origina que el buque embarranque contra la escollera del contradique a 4 nudos. En este caso, si en la simulación se reduce la altura de ola de la máxima prevista a 3 m (el oleaje inicialmente previsto era de 5 m de altura), tampoco se consigue librar el contradique y solo se logra si se reduce hasta los 2,5 m de altura debido a que, en estas condiciones, los remolcadores portuarios pueden salir de la dársena y operar en aguas abiertas.

La misma situación se presenta cuando el “*black-out*” se produce cuando el buque está con la proa orientada hacia el morro del contradique y se dispone a contrarrestar la caída a babor con el timón metido a estribor, ya que el remolcador de escolta no evita que termine embarrancando. En esta situación, solamente se evita el accidente cuando en la simulación se reduce la altura de ola a 2,5 m y la intensidad de viento a 18 nudos ya que, al igual que en el caso anterior, en estas condiciones los remolcadores portuarios pueden actuar fuera de las aguas abrigadas y ayudar al remolcador de escolta.

9.7.3 VIENTO DEL NW Y OLEAJE DEL NW

Cuando el buque navega por el canal de entrada, el viento y oleaje del NW inciden por su popa cerrada, por lo que en principio no originan ningún momento evolutivo sobre el buque y le permiten mantener un régimen de máquina bajo hasta la zona del dique de abrigo (SIPORT 21, 2013, pp. 58-59).

A medida que el buque va cayendo a babor para enfilarse la entrada de la dársena, el viento y el oleaje pasan a afectar cada vez más por el costado de babor, pudiendo provocar una fuerte caída a esa misma banda que tiene que ser contrarrestada con la máquina y el timón a estribor para mantenerse sobre la derrota y con el rumbo estabilizado.

Al igual que en el caso comentado anteriormente, si se produce un “*black-out*” cuando, en su evolución, el buque tiene proa al morro del contradique y se dispone a aguantar la caída con el timón a estribor, el remolcador de escolta trata de reducir la arrancada y evitar que colisione contra el contradique, aunque sin éxito ya que termina embarrancando a 4 nudos.

9.7.4 OTRAS COMBINACIONES DE OLEAJE Y VIENTO

Oleajes del NNW, NW y WNW y vientos transversales de componente norte

Las direcciones del oleaje NNW, NW y WNW que más afectan a este puerto forman ángulos no superiores a 45° respecto al eje del canal de entrada o salida en el tramo recto, de tal modo que según los criterios de la *ROM 3.1-99*, cuando los buques se encuentran navegando en este tramo recto, el oleaje puede considerarse como longitudinal. No obstante, cuando los buques llegan a la altura del dique de abrigo y navegan por el tramo curvo hasta llegar al martillo, el oleaje del NNW puede formar un ángulo de 45° o algo superior con la línea de crujía del buque, que va disminuyendo debido a la difracción del oleaje causada por el propio dique (ALATEC, 2010, pp. 81-83).

Por su parte, los vientos del NE resultan transversales al canal de entrada en toda su trayectoria, mientras que los vientos del NNW y NW son transversales a la navegación en el tramo curvo y cruce de la bocana o martillo. Por tanto, el oleaje del NNW y los vientos transversales de componente norte (con las corrientes de marea llenante o vaciante asociadas a ellos), que también actúan transversalmente sobre el buque en el tramo recto y curvo, constituyen un conjunto de situaciones meteorológicas transversales al buque en el cruce de la bocana.

En el caso del oleaje del NW, éste llega hasta el dique de abrigo con sus frentes con una orientación poco diferenciada de los frentes de oleajes del NNW, ya que la batimetría en las proximidades del puerto provoca que tanto el oleaje del NNW como del NW modifiquen su rumbo debido a la refracción y tiendan a converger. En el cruce de la bocana, tanto el oleaje del NW como el NNW tienen la misma orientación debido a la difracción causada por el morro del dique de abrigo, de ahí que, con los vientos transversales de componente norte, el oleaje del NW y NNW tengan prácticamente la misma influencia sobre los buques.

Por último, el oleaje del WNW incide, aunque de forma muy longitudinal, sobre el costado de estribor del buque en el tramo recto del canal de entrada, mientras que los vientos actúan por el costado de babor, produciéndose una compensación entre las derivas y abatimientos (ALATEC, 2010, pp. 84-86).

Oleaje del NNW, NW y WNW y vientos longitudinales

Los vientos que inciden longitudinalmente sobre el buque en el tramo recto del canal son aquellos comprendidos entre el NW y el W, aunque el NW es el que más incide transversalmente en el tramo curvo de ahí que sea el más representativo de los vientos longitudinales (ALATEC, 2010, pp. 83-84).

Durante la primera mitad del tramo curvo de acceso a la bocana, los oleajes del NNW y los vientos del NW inciden con un ángulo próximo a 45° lo que, sumado al ángulo de deriva del propio buque, genera un ángulo de incidencia de los vientos y oleaje superior a 45° respecto a su línea de crujía. Por tanto, esta combinación de oleaje y viento puede resumirse como una fuerza longitudinal sobre el buque en el tramo recto de aproximación y una fuerza transversal en el tramo curvo, de ahí que el nivel de operatividad no pueda realizarse de acuerdo a las condiciones límites fijadas por la *ROM 3.1-99*, transversales o longitudinales²⁰, sino en base al cierre del puerto bajo estas condiciones o consideraciones de los prácticos.

Con el oleaje del NW, se da una situación muy similar a la del oleaje del NNW, aunque en este caso, como el oleaje del NW en el canal de entrada incide más longitudinalmente sobre buque, incluso se mejora el comportamiento y nivel de operatividad del buque respecto al oleaje del NNW (ALATEC, 2010, p. 85).

Por último, el oleaje del WNW incide longitudinalmente sobre la aleta y los vientos longitudinales hacen lo propio por la popa, por lo que el buque podría entrar con velocidades de viento relativamente elevadas (ALATEC, 2010, p. 86).

Oleaje del NNW, NW y WNW y vientos transversales de componente sur

En el canal de entrada, el oleaje NNW incide sobre el costado de babor del buque, mientras que los vientos de componente sur lo hacen sobre el costado de estribor, de tal forma que se produce una compensación de la deriva y abatimiento sobre el buque, mejorando las condiciones de navegación e incluso se superan las velocidades máximas admisibles de viento requeridas por la *ROM 3.1-99* (ALATEC, 2010, p. 84).

Con el oleaje del NW, se produce la misma situación que con el oleaje del NNW, pero en este caso la compensación de la deriva y el abatimiento es inferior debido a que el oleaje no influye de forma tan transversal sobre el buque (ALATEC, 2010, pp. 85-86).

Por último, el oleaje del WNW incide longitudinalmente sobre el buque por la aleta de estribor durante la mayor parte del canal de entrada (incluido el tramo curvo) y los vientos transversales del SW y SSW inciden de forma transversal sobre el través de estribor, de tal forma que la acción conjunta del viento y el oleaje pueden presentarle al buque ciertos problemas de maniobrabilidad al provocar una deriva importante en el tramo recto del canal, y en el tramo

²⁰ Se debe a que la *ROM 3.1-99* establece los límites máximos de entrada en puerto en función de si las condiciones meteorológicas afectan al buque de forma longitudinal o transversal, pero no como una combinación de ambas.

curvo impedir que el buque caiga a estribor sin sobrepasar los márgenes de seguridad (ALATEC, 2010, p. 87).

Como el oleaje y el viento producen una acción combinada longitudinal y transversal sobre el buque, los criterios límites admisibles deberían ser valores intermedios de las recomendaciones longitudinales y transversales de la *ROM 3.1-99*.

Oleajes del N a NNE

Los oleajes procedentes de una dirección entre el N y NNE inciden transversalmente sobre el buque en el canal de entrada con ángulos que pueden variar entre 65° en el tramo recto y 90° en el principio del tramo curvo de la bocana. No obstante, son oleajes con una frecuencia de presentación muy reducida debido al abrigo natural que proporciona la disposición de la costa de Galicia y no suelen originar olas superiores a los 2,5-3 m de altura.

En estas condiciones, los vientos más desfavorables son los transversales al buque, es decir, vientos del NE cuando el buque está en el tramo recto y vientos del NNW o NW en el tramo curvo, aunque la baja frecuencia de presentación de los vientos de tierra, hacen que su influencia en la seguridad y operatividad del puerto sea relativamente reducida (ALATEC, 2010, pp. 87-88).

Con vientos del SW y SSW (inciden por el costado de estribor) el oleaje del N-NNE resulta más favorable que el oleaje del NNW debido a su mayor componente transversal respecto al canal de entrada por lo que resulta más fácil compensar las desviaciones producidas por el viento.

Oleajes de tierra

Los oleajes procedentes de tierra con una dirección de procedencia entre el NE-SE-S-SW-WSW solamente se presentan a raíz de la influencia de vientos locales, y de acuerdo a los registros de oleaje de la boya direccional de Punta Langosteira, tienen una frecuencia de presentación muy reducida (ALATEC, 2010, pp. 89-90).

No obstante, y de forma excepcional, pueden registrarse olas superiores a 1 m de altura, aunque en general nunca superiores a los 2 m ya que para las velocidades máximas de viento admisibles durante las operaciones normales de entrada y salida (30 m/s), según el ábaco de Sverdrup, Munk y Bretschneider (Bretschneider, 1964, pp. 25-27), con una *fetch* inferior a 10 millas para cualquiera de las direcciones de viento de tierra, no se generan olas mayores a 2 m.

9.8 MANIOBRA DE SALIDA EN CONDICIONES NORMALES

Se considera que la maniobra de salida de puerto es el conjunto de operaciones náuticas que intervienen en el desatraque, navegación por las aguas interiores hacia la bocana o hacia el área de reviro en caso de ser necesario para orientar la proa hacia la bocana, y navegación de salida del puerto por el canal.

Siempre que sea posible, la maniobra de salida se efectúa con la proa hacia el mar y se supone que los remolcadores portuarios son capaces de separar al buque del atraque para que enfile la bocana de salida, con independencia de la dirección del viento²¹ y más o menos rápido.

En general, son maniobras que entrañan menor dificultad que las maniobras de entrada ya que los buques pueden ir aumentando progresivamente su velocidad y con ello su maniobrabilidad para hacer frente a las condiciones meteorológicas influyendo sobre el mismo.

A este respecto, el futuro Pantalán Interior o de *Repsol* de cargas líquidas presentará una serie de ventajas respecto a los demás ya que, al situarse a mayor distancia de la boca del puerto, el buque tiene un margen considerable para permitirle adquirir la arrancada suficiente y afrontar los efectos del oleaje que se encuentra cuando cae a estribor una vez sobrepasado el martillo y hacia mar abierto. En los otros dos pantalanes, el buque se verá obligado a efectuar un giro a estribor muy pronunciado, en una zona parcialmente protegida, aunque sin la velocidad necesaria para disponer de la suficiente maniobrabilidad, que tiene que ser compensada por los remolcadores intervinientes.

9.9 PUNTO DE NO RETORNO

El punto de no retorno es la posición a partir de la cual el buque no puede completar con éxito la maniobra de abortar la entrada al puerto por sus propios medios ante una emergencia.

Para ello, la maniobra de evasión considerada es aquella en la que se efectúa un fuerte cambio de rumbo a babor según la derrota de entrada, por ser la opción más desfavorable al tener que librar el dique de abrigo por ese costado. Sobrepasado este punto, el buque puede efectuar la maniobra de evasión por la banda de estribor, una vez se libre al bajo de San Andrés²².

En la tabla de la figura 9.14 se incluye la distancia del punto de no retorno a la roja del dique de abrigo calculada mediante un simulador para un buque de 300.000 tons de peso muerto navegando con rumbo 133° y que comienza a meter todo el timón a babor (35°) con dos regímenes de máquina, en función de las condiciones meteorológicas más desfavorables y frecuentes.

²¹ La velocidad máxima de viento admitida por la ROM 3.1-99 para la salida de puerto es de 30 m/s.

²² Para determinar el margen de seguridad que los buques deben mantener al dique de abrigo también habrá que tener en cuenta las recomendaciones de la ROM 3.1-99.

Régimen de Máquina	Evasión metiendo timón a babor		
	Viento NE	Viento SW	Viento NW
Toda de puerto	1.450 m	1.600 m	1.500 m
Toda	1.350 m	1.400 m	1.350 m

Figura 9.14 Distancia del punto de no retorno a la roja del dique de abrigo (SIPORT 21, 2013, p. 27).

A la vista de los resultados anteriores, se deduce que las condiciones meteorológicas no tienen una gran influencia en las distancias para las maniobras de evasión.

A continuación, se comentan las diferencias entre las distintas condiciones:

- Viento del NE de 25 nudos, oleaje del NW de 5 m de altura y corriente del SW de 0,7 nudos: es la situación en la que el buque tiene mayor margen de maniobra para poder actuar con la máquina y el timón y abortar de forma efectiva la maniobra de entrada, circunstancia que se produce porque el viento del NE ayuda a que el buque caiga a babor.
- Viento del SW de 20 nudos, oleaje del NW de 5 m de altura y corriente del NE de 0,7 nudos: el buque tiene que iniciar antes la maniobra ya que el viento no favorece la caída de rumbo a babor.
- La velocidad influye en la distancia necesaria para efectuar la maniobra de evasión (a mayor velocidad, menor distancia) principalmente en aquella condición en la que el viento no favorece la ejecución de la maniobra (viento del SW).

9.10 FONDEADEROS

Para hacer frente a situaciones excepcionales o accidentales durante las maniobras de entrada o salida del puerto, o simplemente para que los buques puedan esperar mientras no atracan para cargar o descargar, diferentes estudios estiman que sería necesario que el puerto exterior dispusiese de unos fondeaderos seguros en sus proximidades.

Teniendo en cuenta que dentro de la dársena del puerto exterior no existe espacio suficiente para ello, los fondeaderos propuestos se situarían por fuera de la misma, para lo cual tuvieron en consideración los criterios incluidos en la *ROM 3.1-99*, que básicamente son los siguientes:

- ✓ El fondeadero debe situarse en una zona que constituya un buen tenedero para las anclas, preferentemente fondos de arena o grava;
- ✓ La profundidad no será superior a 3,5-4,5 veces el valor de la profundidad mínima requerida para el mayor buque que tenga previsto fondear;
- ✓ En el canal de acceso o salida del fondeadero debe haber profundidad suficiente en cualquier de las condiciones meteorológicas máximas que se establezcan y;

- En base a lo anterior y teniendo en cuenta el tamaño de los buques previstos que operarán en este puerto, se seleccionaron los siguientes tres posibles fondeaderos (ALATEC, 2010, pp. 118-121), aunque en opinión de los prácticos de La Coruña, es poco probable que los mismos lleguen a implementarse por el efecto perjudicial de rebote que tiene en la costa la mar tendida procedente del NW de ahí que, en principio y a corto plazo, el fondeadero de la Ría de Ares va a seguir siendo el fondeadero oficial de los buques que operen tanto en el puerto interior como en el exterior de La Coruña.

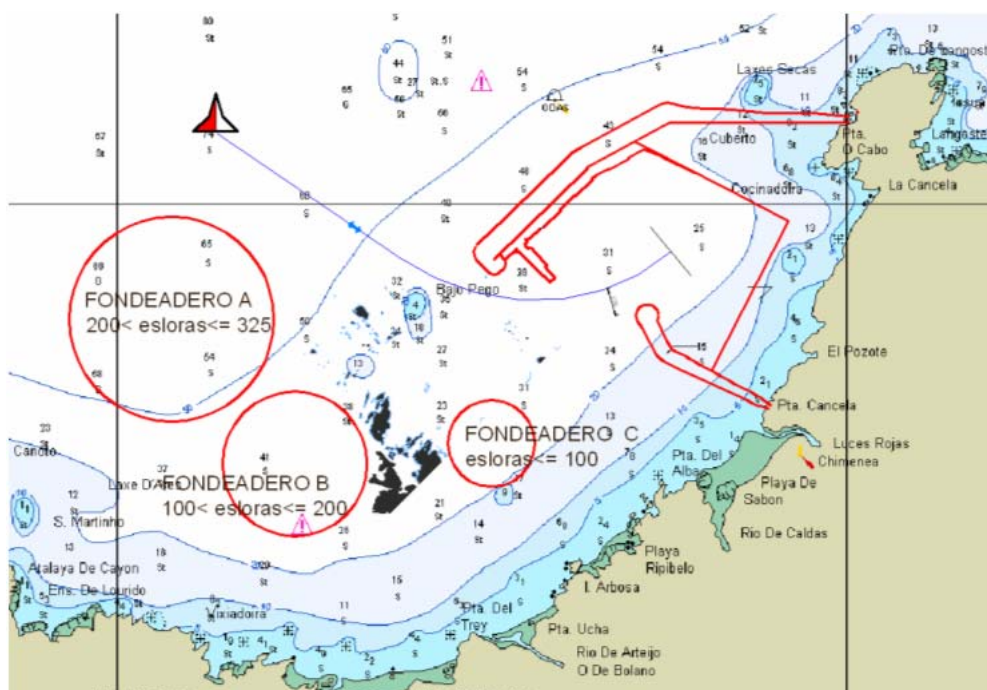


Figura 9.15 Disposición de los posibles fondeaderos (ALATEC, 2010, p. 121).

9.10.1 FONDEADERO A

Situado al NE de Cayón y al W del bajo del Pego, estaría destinado a los buques con esloras entre 200 m y 325 m. Tiene el centro teórico situado a 1,45 millas al NE de la ensenada de Lourido y sobre la batimetría de -60 m.

La entrada puede efectuarse desde cualquier dirección entre el N y WNW al existir profundidad suficiente.

Los petroleros de 200 m pueden tener un calado en estático entre 11 m y 13 m de tal forma que, en presencia de olajes, viento y corrientes longitudinales al buque con altura de ola de 5 m,

precisan una profundidad mínima de 17 m, según los procedimientos de la *ROM 3.1-99*, lo que supone 3,5 veces la profundidad mínima requerida por el buque.

En caso de buques de unos 325 m de eslora (más de 200.000 tons de peso muerto) pueden exigir una profundidad mínima de 23 m para olas con una altura de 5 m, lo que supone 2,6 veces la profundidad mínima requerida por el buque.

9.10.2 FONDEADERO B

Situado al E de Cayón y al SW del bajo del Pego, estaría destinado a buques con esloras entre 100 m y 200 m. Tiene el centro teórico situado a 1,6 millas al NE de la ensenada de Lourido y sobre la batimetría de -35 m.

La entrada puede efectuarse por el mismo canal de entrada al puerto, cambiando el rumbo a estribor una vez sobrepasada la boya que libra el bajo del Pego ya que, en toda esa ruta de acceso, las profundidades en BMVE son superiores a 20 m. También se podría entrar aproximándose desde el N o NW si no hubiese ningún buque fondeado en el *Fondeadero A*.

Para los buques de 200 m, de acuerdo a las condiciones establecidas en el apartado anterior, la profundidad del fondeadero es 2,1 veces la profundidad mínima requerida.

9.10.3 FONDEADERO C

Situado al S del morro del dique de abrigo y con su centro teórico de fondeo sobre la batimetría de -25 m a 0,9 millas de la playa del Alba, estaría destinado a buques con esloras inferiores a 100 m, lo que suponiendo una altura de ola de hasta 5 m, se dispone de una profundidad superior a las 2,0 veces la profundidad mínima requerida por el buque.

El acceso puede efectuarse siguiendo el mismo procedimiento que en el caso del *Fondeadero B* comentado anteriormente.

Con este fondeadero, quedaría espacio suficiente entre el tramo curvo de la bocana y la playa del Alba en el supuesto de que los buques de mayores dimensiones sufriesen alguna avería en el sistema de propulsión y/o gobierno durante su maniobra de entrada y se dirigiesen a esta zona, lo que provocaría su varada al alcanzar la profundidad de -20 m.

CAPÍTULO X. CONCLUSIONES Y DIRECTRICES PARA INVESTIGACIONES FUTURAS

10.1 CONSIDERACIONES PRELIMINARES SOBRE EL REMOLQUE DE ESCOLTA

10.1.1 INTRODUCCIÓN

El encallamiento en 1989 del “*Exxon Valdez*” en Alaska provocó la aparición y desarrollo del remolque de escolta, una rama completamente nueva hasta entonces en el mundo y tecnología “*tug technology*” del remolque. Desde entonces, la forma en que los operadores ven esta industria estuvo y está fuertemente relacionada con el estado del arte de la época.

A principios de los 90, en el momento de diseñar los primeros remolcadores genuinos de escolta, el tipo de motores disponible era limitado y la potencia típica instalada a bordo de un remolcador le proporcionaba unas 50 tons de *bollard pull* pero, con la nueva reglamentación de la OPA 90, se hizo necesario aumentar la magnitud de las fuerzas que eran capaces de generar los remolcadores a los petroleros. Tratando de buscar una solución a estos nuevos retos, los ingenieros navales comprobaron que utilizando las fuerzas hidrodinámicas del agua al incidir sobre el casco del remolcador se alcanzaban fuerzas de gobierno y frenado en el buque asistido considerablemente mayores que las que en teoría le correspondía a ese remolcador de acuerdo a la potencia disponible y empuje generado por sus propulsores. Por tanto, la optimización del diseño del casco y su potencia ha sido la línea predominante de investigación y desarrollo en el estado del arte de los remolcadores de escolta durante los últimos 25 años para incrementar la fuerza efectiva sobre la línea de remolque y más concretamente, las fuerzas de gobierno en el buque asistido¹.

Al mismo tiempo, las nuevas investigaciones relacionadas con los motores y propulsores permitieron que la potencia instalada en los remolcadores portuarios aumentase y se construyesen unidades más potentes y con mayor *bollard pull*, hasta tal punto que algunos de estos remolcadores portuarios incluso se empleaban de forma efectiva en las operaciones de escolta a altas velocidades con los métodos indirectos, ya que precisamente se habían diseñado con el objetivo de optimizar las formas del casco para generar grandes fuerzas de gobierno en la escolta². De esta forma, la distinción que en un principio existía entre los diferentes tipos de remolcadores y sus papeles, se ha ido difuminando con el tiempo. Tras la génesis del remolque

¹ La razón que condujo a que los remolcadores tuviesen que generar preferentemente fuerzas de gobierno sobre el buque asistido se debe a que al presentar una superficie lateral de obra viva mucho mayor con relación a la dirección del movimiento, la resistencia del flujo es consecuentemente mucho mayor y por tanto la reducción de velocidad es más pronunciada. Por esta razón, siempre que haya espacio disponible, se recomienda que el remolcador de escolta genere fuerzas de gobierno “*steering forces*” y no solamente de frenado “*drag forces*”.

² Estos remolcadores, al disponer de mayor potencia, no dependían tanto de las fuerzas hidrodinámicas del agua actuando en sus cascos, sino que usaban la potencia directa de sus propulsores para mejorar sus capacidades, principalmente a medida que la velocidad disminuía durante la emergencia.

de escolta y la experiencia adquirida en estos 25 años, el estado del arte y las funciones de los remolcadores han evolucionado, y la tendencia del mundo de remolque está orientada hacia la implementación de remolcadores versátiles que puedan efectuar con la misma eficiencia ambos tipos de asistencias, portuarias y de escolta, algo que al principio no era posible, especialmente en el caso de los remolcadores *ASD*.

10.1.2 LA SITUACIÓN DE COMPROMISO ENTRE LAS ASISTENCIAS PORTUARIAS Y EL REMOLQUE DE ESCOLTA

Tal y como hemos visto en el Capítulo II, apartado 2.2, a medida que un buque disminuye su velocidad para acceder a una zona portuaria, la efectividad de su timón (su momento de evolución) se reduce por la pérdida del flujo de agua discurriendo a través del mismo y, en consecuencia, la maniobrabilidad se ve afectada negativamente. Por tanto, la paradoja es que cuando el buque, en zonas de riesgo, reduce la velocidad para realizar una navegación más segura, también pierde capacidad de gobierno, de ahí la necesidad del empleo de remolcadores. La otra circunstancia que impulsa la intervención de los remolcadores, concretamente los remolcadores de escolta, es la pérdida en capacidad de maniobra que se produce como consecuencia de las hipotéticas averías en el sistema de gobierno y/o propulsión del buque, motivo por el cual es necesario que los remolcadores generen fuerzas de gobierno y/o frenado dentro y fuera de las zonas portuarias y canales de acceso, a velocidades entre 10-4 nudos. A estas velocidades, el remolcador *Rotor Tug* no solamente es capaz de generar fuerzas de forma hidrodinámica con su obra viva y apéndices sino que también puede generar fuerzas sobre el remolque a través del empuje proporcionado por sus tres hélices³.

La maniobra correcta de asistencia para cada situación depende, entre otros factores, de las condiciones meteorológicas y del tipo de remolcador empleado. En la condición de velocidad cero o parado, el buque puede controlarse con las hélices transversales de proa y popa, pero la efectividad de éstas desciende bruscamente a medida que el buque adquiere velocidad⁴.

A velocidades intermedias, los remolcadores aplican las fuerzas de gobierno y de disminución de la arrancada (frenado o retardo) de forma complementaria al sistema de gobierno del propio buque, encontrándonos con una escala móvil entre la velocidad de escolta “*escorting*” (altas velocidades) y de asistencias portuarias “*ship-handling*” (bajas velocidades) que no está definida. Además, los remolcadores modernos generalmente se requieren para prestar

³ Tal y como se ha visto a lo largo de esta investigación, la capacidad de un remolcador de escolta se mide en las fuerzas de gobierno que es capaz de generar en el buque asistido en todo el rango de velocidades, desde 10 a 0 nudos, de ahí la importancia de que pueda generar grandes fuerzas de gobierno también con su sistema de propulsión cuando la velocidad disminuye.

⁴ Además, los prácticos no siempre están seguros del correcto funcionamiento y efectividad de las hélices transversales de los buques.

asistencias a cualquier velocidad entre 10-0 nudos, por lo que ambas definiciones se solapan. Este es el motivo por el que se exige que los remolcadores en la actualidad tengan capacidades para efectuar, de forma eficiente, tanto el remolque de escolta como portuario. Por tanto, la diferencia entre los distintos remolcadores y su eficiencia se fundamenta en los principios de trabajo, es decir, cómo generan las máximas fuerzas sobre la línea de remolque durante la escolta y la capacidad de respuesta de generación de vectores de fuerza en las asistencias en espacios restringidos.

El remolque de escolta, que se efectúa generalmente entre 8-10 nudos, es un procedimiento de emergencia en el cual el remolcador reduce el riesgo de que se produzcan daños en el medio ambiente como consecuencia de una avería en el sistema de gobierno y/o propulsión del buque asistido en zonas restringidas o próximas a la costa, lo que implica que la velocidad del buque asistido es inferior a su velocidad máxima. Al mismo tiempo, la capacidad de gobierno de la mayoría de los buques se reduce a medida que disminuye la velocidad, de tal modo que su velocidad mínima de gobierno está en torno a los 5-6 nudos, siendo el principal motivo por el cual tienen que mantener una velocidad mínima de 6 nudos, incluso en las curvas de canales y ensenadas restringidas. Por tanto, la escolta y sus métodos asociados se consideran como los “deportes extremos” del remolque debido a las fuerzas tan grandes que se generan sobre el remolque con las asistencias indirectas.

Aproximadamente entre los 6-4 nudos, los remolcadores suelen cambiar el método de asistencia de escolta del indirecto al directo. Para maximizar las fuerzas de gobierno en el método indirecto puro, los diseñadores e ingenieros navales incrementan la superficie lateral de los remolcadores de escolta añadiéndole apéndices (principalmente quillones), los cuales limitan la capacidad de maniobra del remolcador en las asistencias portuarias. Al mismo tiempo, las fuerzas de gobierno generadas con el método indirecto de asistencia se reducen en más de un 40% cuando el buque asistido reduce su velocidad (y si su sistema de gobierno está operativo, también es menos eficiente) ya que las fuerzas hidrodinámicas generadas disminuyen de forma exponencial, es decir, justo cuando los remolcadores deben actuar para minimizar los riesgos de navegación de los buques, se vuelven menos efectivos con los métodos indirectos de asistencia. Por tanto, la paradoja consiste en encontrar aquel remolcador que preste las fuerzas necesarias de gobierno y disminución o detención de la arrancada de los buques en todo el rango de velocidades dentro del cual, si bien las fuerzas hidrodinámicas son una parte importante de las mismas, no deben ser la única forma de generación de fuerzas sobre el remolque. Ambos aspectos los cumple perfectamente y de modo eficiente el remolcador *Rotor Tug* al combinar, de forma efectiva y complementaria en todo el rango de velocidades, las fuerzas hidrodinámicas generadas por su obra viva y las grandes fuerzas generadas por sus sistemas de propulsión.

10.1.3 LA EVOLUCIÓN DEL REMOLQUE DE ESCOLTA

El desarrollo de las asistencias de escolta evolucionó y se centró fundamentalmente en los puntos siguientes:

1. Optimización de las formas del casco del remolcador para aumentar las fuerzas de gobierno generadas cuando se emplea el método indirecto de asistencia e;
2. Instalación de maquinillas de remolque de alta eficiencia *Render-Recover* para trabajar en condiciones adversas.

Concretamente, la evolución e instalación de maquinillas *Render-Recover* de alta eficiencia también influyó en los remolcadores con propulsión omnidireccional no considerados como específicos de escolta al permitirles operar en condiciones adversas, lo que también provocó que se diluyese el término de remolcador genuino de escolta.

En general, todos los remolcadores con propulsión omnidireccional, con mayor o menor eficiencia, están capacitados para trabajar con los métodos directo e indirecto de asistencia, y por tanto pueden generar fuerzas de gobierno y frenado en todo el rango de velocidades⁵, de ahí que la distinción entre remolcador genuino de escolta y de puerto se volviese imprecisa, especialmente si estos últimos están equipados con una maquinilla *Render-Recover* y tienen una estabilidad aceptable para el remolque de escolta, más exigente como es natural. De esta forma, el método indirecto de asistencia y el hecho de operar entre olas se está convirtiendo en un fenómeno cada vez más familiar para los operadores de los remolcadores portuarios.

Respecto a la medición de los parámetros de actuación y eficiencia del remolcador, existe una tendencia de cambio en la que se está pasando de analizar únicamente el *bollard pull* y fuerzas máximas de gobierno y frenado a 10 nudos a valorar a los remolcadores más por su rendimiento general a todas las velocidades y navegando tanto avante como atrás, ya que cuando se analizan los remolcadores con propulsión omnidireccional, no solamente nos referimos a los propulsores que instalan y al tipo de remolcador, sino que también se estudia la dirección del desplazamiento preferente, avante o atrás, e incluso su capacidad de desplazamiento transversal. Como la tecnología de los remolcadores ha evolucionado a medida que lo hacía la demanda de los operadores, se espera que los remolcadores con propulsión omnidireccional actuales operen con la misma facilidad en los 360°. Por ello, los remolcadores *Rotor Tug* y *EDDY* pueden considerarse la evolución natural de los remolcadores típicos omnidireccionales *ASD* y *tractor Voith*.

⁵ En realidad, a medida que descende la velocidad, las fuerzas hidrodinámicas del agua generadas por el casco del remolcador disminuyen en la misma proporción por lo que la eficiencia (fuerzas generadas) de los remolcadores genuinos de escolta se reduce, limitando la efectividad general.

El papel encomendado a los remolcadores puede considerarse como una herramienta de asistencia a los buques de grandes dimensiones y enmarcarlo dentro de una situación de gestión y reducción de riesgos de la navegación en zonas portuarias y sus aproximaciones, terminales y áreas sensibles desde el punto de vista medioambiental. Aunque esta gestión de riesgos de la navegación es un término abstracto, proporciona elementos clave en los servicios de remolque que ofrecen los operadores y sus objetivos pueden subdividirse en dos aspectos:

1. Aumentar la maniobrabilidad de los buques que se aproximan o salen de los puertos y terminales para:
 - a. Vencer las fuentes medioambientales (viento y corrientes);
 - b. Gobernar en el reducido espacio disponible en las zonas portuarias (atraques reducidos, canales, puentes y esclusas).
2. Proporcionar una reserva de maniobrabilidad y potencia:
 - a. En caso de que la maniobrabilidad del buque asistido sea insuficiente;
 - b. Para reducir los riesgos presentes en caso de una avería o fallo humano a bordo del buque asistido.

En teoría, como los remolcadores ofrecen una capacidad de generación de fuerzas que puede considerarse un complemento al sistema de propulsión y gobierno del buque asistido, cualquiera de los puntos comentados anteriormente se podría solucionar en la etapa de diseño del buque si se contase con los avances tecnológicos y viabilidad económica adecuados (equipando a los buques con hélices transversales a proa y a popa, propulsión acimutal, redundancia de todos los equipos, etc.). No obstante, las Autoridades Portuarias y todas las partes intervinientes en la gestión de riesgos de la navegación no conocen de antemano el equipamiento de todos los buques que atracan en sus puertos, de ahí que surja la necesidad de contar con un sistema de remolque apropiado y adaptado a los buques asistidos y a la zona de operación.

En esta gestión de riesgos de la navegación hay que tener en cuenta que la avería o emergencia que se produce a bordo del buque asistido puede ocurrir en cualquier momento del tránsito a través de las zonas portuarias o sus aproximaciones e independientemente de la velocidad, es decir, la probabilidad de sufrir dicha avería es la misma en todo el rango de velocidades. Además, aunque las consecuencias de una avería (daños a buques, a las infraestructuras portuarias, contaminación, etc.) son mucho mayores a altas velocidades, a medida que se reduce la velocidad, la maniobrabilidad del buque asistido disminuye, por lo que los buques necesitan contar con la asistencia de un remolcador en todo el rango de velocidades y especialmente en las proximidades de los puertos.

10.1.4 HACIA LA VERSATILIDAD

La necesidad de poder controlar la navegación de los buques a velocidades medias y altas (4-8 nudos) obligó a que los remolcadores portuarios también empleasen el método indirecto de asistencia, por lo que su velocidad operacional se aumentó y en consecuencia se mejoró su diseño para poder afrontar este reto con seguridad. No obstante, como la eficiencia de las fuerzas hidrodinámicas del agua actuando sobre la obra viva del remolcador se reduce a bajas velocidades (menos de 4-6 nudos), estos remolcadores cambian el método indirecto por el directo de asistencia cuando el buque reduce su velocidad. En cambio, cuando el buque sale del puerto su velocidad va aumentando hasta un punto en el que remolcador, que está trabajando por su popa, tiene que pasar del método directo al indirecto de asistencia para generar fuerzas de gobierno efectivas. En cualquier caso, el intercambio entre los métodos de asistencia indirecto/directo y viceversa no es instantáneo y consume un tiempo en el cual el remolcador deja al buque asistido momentáneamente sin asistencia. Además, se trata de una maniobra que conlleva un riesgo importante debido a las altas tensiones puntuales que puede soportar la línea de remolque cuando el remolcador alcanza la nueva posición. Así, para un remolcador dado, la principal solución es la instalación de maquinillas de alta eficiencia *Render-Recover* eléctricas con dispositivos adecuados de control para maximizar la tensión sobre la línea de remolque y evitar que en ningún momento de la asistencia el cabo de remolque quede en banda. Otra solución es que el remolcador no tenga que cambiar el método de asistencia al poder operar de forma eficiente con los métodos directos e indirectos en todo el rango de velocidades, tal y como realiza el remolcador *Rotor Tug*.

Aunque en los últimos años se produjo un aumento de la demanda de remolcadores de escolta, la nueva generación de remolcadores portuarios está aumentando el nivel de equipamiento y mejorando el diseño del casco para poder efectuar también maniobras de escolta y de hecho reciben la notación de escolta y operan con sus métodos indirectos típicos de asistencia.

En caso de disponer de remolcadores portuarios de alta gama, las operaciones típicas portuarias (método directo) que se efectúan a bajas velocidades pueden extenderse también a las altas velocidades (6-10 nudos), manteniendo la línea de remolque alineada con el casco del buque asistido. Aunque no es un método tan efectivo en la generación de fuerzas de gobierno como el método indirecto, es una operación más segura para el remolcador debido a los momentos de escora mucho más reducidos provocados por la línea de remolque. No obstante, de momento, los métodos indirectos son los más eficientes para generar las máximas fuerzas de gobierno a altas velocidades, aunque la capacidad del remolcador *Rotor Tug* para continuar generando fuerzas de gobierno con el método indirecto a bajas velocidades, conocido como “*rotoring*”⁶,

⁶ Ver apartados 7.8.10 y 7.8.11 de esta Tesis donde se analiza este método.

incrementa de forma sustancial el control sobre el buque asistido en todo el rango de velocidades. Precisamente por la naturaleza del método indirecto, el remolcador *Rotor Tug* puede asistir al buque sin sobrepasar su manga, permitiendo un tránsito seguro por puentes, esclusas y canales y ampliando el control general sobre el buque en zonas con espacios muy reducidos. Por tanto, del mismo modo que los métodos indirectos se introdujeron en las asistencias portuarias, algunos remolcadores *Rotor Tug* trabajan con el método directo y combinado (la línea de remolque no estaría alineada con la línea de crujía del buque) a 10 nudos de forma eficiente durante las operaciones de escolta.

10.2 CONSIDERACIONES DE CARÁCTER GENERAL SOBRE LA PROPUESTA

La implantación de los sistemas de propulsión omnidireccional a partir de la década de los 50 del siglo pasado, y una vez establecido que el remolcador convencional no es válido para llevar a cabo operaciones de escolta con unas condiciones mínimas de seguridad⁷, o incluso portuarias a velocidades superiores a los 2 nudos, implica que los remolcadores construidos actualmente para operar en zonas portuarias y/o de escolta disponen de sistemas de propulsión omnidireccional con una gran capacidad de maniobra asociada.

Como se ha visto a lo largo de esta investigación, actualmente existen distintos tipos de remolcadores dotados de propulsión omnidireccional con capacidad para efectuar el remolque de escolta con la suficiente eficiencia, de ahí que los operadores y Autoridades Portuarias dispongan de un cierto abanico de posibilidades de elección, aunque los remolcadores que

⁷ Actualmente, el empleo de un remolcador convencional puede ser más adecuado para cubrir las necesidades de remolque de altura, pero no como remolcadores portuarios como quedó demostrado al comparar su diagrama de vectores de empuje con el diagrama característico de un remolcador con sistema de propulsión omnidireccional. Además, en el momento en que el buque asistido adquiere cierta velocidad (en torno a 2 nudos para algunas maniobras), sus limitaciones en cuanto a su propia seguridad son insalvables produciéndose algunos accidentes muy graves con estos remolcadores. No obstante, y aun a sabiendas que desde el principio no se estimaba como un remolcador adecuado para la escolta, a lo largo del presente trabajo de investigación se estudiaron también algunas de las implementaciones más significativas efectuadas en los remolcadores convencionales como los sistemas de gobierno de alta eficiencia, que aunque originan un mayor grado de seguridad y comportamiento al remolcador, no impiden que sigan expuestos a los grandes riesgos inherentes a las maniobras de asistencia a altas velocidades. El motivo de este análisis se debe a que tras la génesis del remolque de escolta, y con el objetivo de sacar rendimiento a la cantidad ingente de remolcadores convencionales que en ese momento había operativos a lo largo de todo el mundo, los americanos llevaron a cabo unas pruebas reales, de cuyos resultados empíricos quedó demostrado que este remolcador era válido únicamente como remolcador de escolta, aunque no exento de grandes limitaciones, cuando iba unido físicamente mediante cabos de remolque a la estampa de popa del buque lo que, con frecuencia, producía grandes averías en las chapas del casco del remolcador y en la estampa del buque asistido al operar con mal tiempo. De esta forma, quedó demostrado la necesidad de utilizar remolcadores con propulsión omnidireccional en las tareas de escolta.

tradicionalmente se han considerado como los típicos de escolta son el *tractor Voith* y el *ASD*⁸. El remolcador *tractor-Z* no llegó a implantarse de forma definitiva y su construcción, en general, está en franco retroceso, de tal modo que los operadores que desean construir un remolcador tipo *tractor* se decantan mayoritariamente por el *tractor Voith*.

En los últimos años vieron la luz los remolcadores *Rotor Tug* y *EDDY*, que siendo válidos para efectuar labores de escolta, por sus características de versatilidad, seguridad, eficiencia y capacidad de adaptarse a las nuevas tecnologías derivadas de las nuevas fuentes de energía, se les augura una fuerte implantación en los próximos años; incluso se estima que con la capacidad de desplazar a los remolcadores *tractor Voith* y *ASD* como los preferidos por los operadores para sus flotas, principalmente el remolcador *Rotor Tug*, que lleva más años en el mercado y que de forma generalizada desde su génesis, tuvo una irrupción y aceptación extraordinaria por parte de la comunidad del mundo del remolque.

En cualquier caso, se pretende aquí realizar una valoración objetiva de su eficiencia desde el punto de vista náutico para adoptar la mejor decisión, y al mismo tiempo sentar unos criterios de validez generales los cuales pueden estar sujetos a las modificaciones de diseño que se producen constantemente y que, de forma generalizada, se han tratado a lo largo de la Tesis.

Antiguamente, y teniendo en cuenta que la flota estaba formada por remolcadores convencionales todos ellos disponiendo de similares capacidades y limitaciones, la eficiencia de los remolcadores se medía por la potencia que instalaban y el *bollard pull* que desarrollaban, aunque aún hoy en día sigue siendo un parámetro muy importante en las asistencias portuarias y en la maniobra final de atraque. Con el paso del tiempo y con la aparición de nuevos métodos de asistencia, surgieron otros parámetros exigidos por los operadores para determinar las capacidades y limitaciones de los remolcadores como son la velocidad en navegación libre y la eficiencia o capacidad de generar fuerzas sobre el buque asistido a diferentes velocidades (muy importantes cuando se lleva a cabo el remolque de escolta). De esta forma, en nuestra búsqueda del remolcador versátil eficiente para asistencias portuarias y de escolta, nos hallamos en una nueva situación de compromiso ya que nos podemos encontrar con que el remolcador dispone de una gran maniobrabilidad pero no tiene el *bollard pull* suficiente para contrarrestar los efectos de los agentes meteorológicos externos (viento y corriente) incidiendo sobre el buque asistido, o la situación contraria, es decir, que el remolcador tenga un gran *bollard pull* pero muy poca maniobrabilidad, situación en la que una gran parte de su potencia no se vería aprovechada al no poder aplicarse en la dirección deseada.

Por tanto, para determinar la eficiencia de un remolcador de escolta cuando asiste a un buque con velocidad en línea por su popa, se necesita un parámetro adicional que permita valorar de

⁸ Existen remolcadores como el *SDM* “*Ship Docking Module*” que, aun siendo remolcadores con propulsión omnidireccional, no se consideran válidos para desarrollar operaciones de escolta ya que la superficie lateral de su obra viva (un fondo prácticamente plano) lo haría muy poco efectivo para emplear cualquier método indirecto.

un mejor modo su capacidad. Este parámetro se identifica en el mundo del remolque de escolta con el término “*Tons of Steering Pull*” (*TSP*) del remolcador, que se define como las fuerzas de gobierno que es capaz de desarrollar y transmitir al buque tanque escoltado navegando a 10 nudos para contrarrestar los efectos de su timón metido a una banda, de tal forma que no se refieren a una condición estática como es el valor del *bollard pull* del remolcador. De este modo, surgió la necesidad de relacionar la eficiencia de los remolcadores a distintas velocidades y no solamente a su *bollard pull*.

En general, cuanto mayor es el tamaño del buque asistido, mayor es su velocidad mínima de gobierno, esto es, aquella por debajo de la cual pierde la capacidad de maniobra para gobernar de forma segura por sus propios medios. Por este motivo, es necesario que el remolcador haga firme el cabo de remolque antes de que el buque asistido alcance esta velocidad mínima, para garantizar su control en todo momento. Por tanto, se deduce que cuanto mayor es el tamaño y velocidad de los buques asistidos, mayor es la velocidad necesaria que tiene que tener el remolcador en navegación libre, disponiendo siempre de un cierto margen por encima de la velocidad máxima de asistencia. En esta condición, el remolcador debe seguir disponiendo de la máxima maniobrabilidad para evitar y anticiparse a los efectos negativos de interacción (olas, estela de la hélice, etc.) que se producen sobre el casco del remolcador cuando opera en las proximidades de la proa y popa del buque asistido, especialmente a altas velocidades.

Por otra parte, durante las maniobras de entrada, con cierta frecuencia los buques alcanzan velocidades muy altas, en ocasiones por disponer como se ha dicho anteriormente de una velocidad mínima de gobierno muy alta, en otros casos para acelerar la maniobra de entrada, y en otros porque las características de su propulsión y gobierno y las condiciones meteorológicas reinantes requieren una determinada velocidad mínima de gobierno para acceder al puerto en condiciones suficientes de seguridad (en estas circunstancias, menos velocidad no significa mayor seguridad).

A la vista de todo lo anterior, la capacidad del remolcador para trabajar y desplazarse adelante y atrás es de suma importancia. Aunque en general todos los remolcadores con máquina adelante tienen similares capacidades a igualdad de potencia, con máquina atrás y a altas velocidades el *ASD* puede presentar cierta inestabilidad de rumbo, y el *tractor Voith*, aunque se comporta bien navegando atrás, en situaciones de mal tiempo puede embarcar agua en cubierta con frecuencia como consecuencia del relativo bajo francobordo a popa, lo que supone un riesgo para la seguridad de la tripulación y del equipo de remolque. De ahí que la versatilidad del remolcador *Rotor Tug* con dos puntos de remolque, uno a proa y otro a popa, y la capacidad de operar con la misma eficiencia en ambas direcciones en función de las exigencias del momento, sea una ventaja considerable sobre los remolcadores *tractor Voith* y *ASD*.

10.3 FUNDAMENTO Y PROCESO ANALÍTICO DE LA PROPUESTA DESDE UN PUNTO DE VISTA NÁUTICO

En los criterios que se adoptan desde el punto de vista náutico para elaborar las conclusiones referentes a las ventajas e inconvenientes del remolcador, se opta por primar la seguridad del remolcador, del buque asistido, de sus tripulaciones y del medio ambiente en todo el rango de velocidades.

El mundo del remolque marítimo es un entorno tremendamente dinámico y competitivo de ahí que, afortunadamente, exista información bibliográfica de relativamente fácil acceso, aunque dentro de la misma nos encontramos que por un lado está aquella que procede de los manuales de autores que en principio no tienen interés de parte, de los cuales se pueden extraer los principios y criterios más generales, y de otro la información de gran calidad técnica y actualizada que emana de los distintos fabricantes de los sistemas de propulsión, diseñadores y astilleros que sí tienen un interés de parte, y en la que tratan de ensalzar las ventajas de los intereses que representan. Esto exige un importante esfuerzo de comparación a la vista del estado del arte actual en orden a llegar a una conclusión lo más razonada y objetiva posible desde el punto de vista náutico y teniendo en cuenta los aspectos relacionados como la maniobrabilidad, la seguridad, la versatilidad y la eficiencia del remolcador, sobre qué remolcador se considera como el más adecuado para el nuevo puerto exterior de La Coruña. De esta forma se pretende proponer un remolcador en el que poder integrar de un modo lógico los últimos avances de diseño basándonos tanto en la finalidad como en la zona geográfica de trabajo para el que va a ser destinado.

En el momento de tomar cualquier decisión cuando hay distintas opciones disponibles, siempre es necesario establecer los parámetros en base a los cuales se lleva a cabo pues el resultado dependerá de ellos y, en líneas generales, estos parámetros son los siguientes: la seguridad del remolcador y del buque asistido en todo el rango de velocidades; la eficiencia del remolcador con los diferentes métodos de asistencia; las fuerzas de gobierno y frenado generadas sobre el buque asistido; la estabilidad; la redundancia; la escora inicial tras una avería en los propulsores; el control del empuje; el empuje de un buque asistido con muchos finos; la seguridad en la maniobra de dar y hacer firme el remolque; el comportamiento en condiciones de mal tiempo; el riesgo del manejo de las líneas de remolque durante las operaciones; la instalación de los propulsores y, finalmente, la posibilidad de instalar sistemas de propulsión alimentados por fuentes de alimentación alternativas.

Muchos de estos conceptos están directamente relacionados así, por ejemplo, la seguridad del buque asistido dependerá de la eficiencia del remolcador durante las asistencias y los métodos de éstas dependerán de determinadas condiciones del remolcador como son la estabilidad, la

redundancia y el comportamiento en condiciones de mal tiempo que le permitan efectuarlos de forma segura.

Desde el primer momento es indispensable saber qué funciones se pretende que esté capacitado desempeñar el remolcador propuesto y, tal como se ha mencionado desde el principio, el objetivo que se pretende en la presente Tesis es proponer un diseño de remolcador que sea capaz de efectuar las labores propias de remolque de escolta de los buques durante la aproximación (o salida) fuera del puerto exterior de La Coruña a altas velocidades en aguas abiertas y posteriormente efectuar las asistencias portuarias hasta finalizar las maniobras de atraque (o desatraque) de dichos buques en aguas protegidas, todo ello con el fin de que el remolcador juegue un papel relevante, al igual que ya se efectúa en otros países como EE.UU, Noruega y Reino Unido desde hace ya varias décadas, en el sistema de gestión de riesgos del puerto implementado por la Autoridad Portuaria en las operaciones próximas a la costa de los buques con mayor potencial de creación de graves daños materiales, personales y/o al medio ambiente, esto es, todos los buques tanque y en general cualquier buque de grandes dimensiones.

De esta forma, el remolcador versátil de escolta con capacidad para efectuar también asistencias portuarias con la misma eficiencia se presenta como la única herramienta, junto con los prácticos, capaz de aminorar los riesgos inherentes de los buques anteriormente mencionados cuando sufren una emergencia a bordo, tales como una avería en el sistema de gobierno y/o propulsión o un fallo humano, evitando la necesidad de disponer de remolcadores genuinos de escolta junto con remolcadores específicos portuarios, todo lo cual, además de ralentizar la maniobra (por ejemplo, habría que largar el remolcador de escolta para afirmar el portuario cuando el buque ya se encuentra en las proximidades de las aguas interiores o al contrario en caso de que el buque saliese del puerto), supondría un mayor coste económico operativo para los armadores de los buques asistidos y una mayor inversión inicial y de mantenimiento por parte de la Autoridad Portuaria y/o de los operadores de los remolcadores al disponer de un número mayor de los mismos. Con la implementación de esta estrategia, se trataría de disponer de un número menor de remolcadores, pero más potentes y con mayor capacidad de asistencia.

No obstante, tal y como hemos visto a lo largo del presente trabajo de investigación, en algunos aspectos las mismas características que hacen que un remolcador sea eficiente en las operaciones de escolta, originan el efecto contrario en las portuarias y viceversa, produciéndose una situación de compromiso. Este es el caso de las grandes dimensiones del quillón “*skeg*” típico de los remolcadores *tractor Voith* o de la quilla de cajón “*box keel*” de los ASD de escolta, los cuales le presentarían serios problemas de gobierno al maniobrar en las proximidades de la popa del buque asistido durante las asistencias portuarias, al incidir e influir negativamente la estela de su hélice sobre esos apéndices. El caso contrario se daría, por ejemplo, con las dimensiones del remolcador, donde si éste tiene unas dimensiones y desplazamiento reducidas,

características idóneas para operar en zonas portuarias muy restringidas y bajo los finos de proa y popa de los buques asistidos, con el objeto de disponer de una gran capacidad de reacción y empuje en cualquier sentido, estas mismas características podrían hacer que no fuese válido para las operaciones de escolta al no disponer de la suficiente estabilidad, francobordo y en general, un buen comportamiento en la mar para operar en aguas abiertas con mal tiempo.

10.4 ANÁLISIS COMPARATIVO

Este análisis comparativo se ha reducido a los remolcadores de escolta *tractor Voith*, *ASD* y *Rotor Tug*. Se descartan de la propuesta el remolcador *tractor-Z*, por su escasa implantación y constante retroceso en su construcción en favor de los anteriores y el *EDDY* porque, de momento, tan solo hay constancia de una construcción, el “*Eddy I*” y, aunque en principio tiene una alta probabilidad de una fuerte implantación en el futuro (principalmente porque tiene gran potencial para adoptar nuevos sistemas de propulsión que utilicen fuentes de energía poco contaminantes [híbridos o *LNG*]), de momento no se cuenta con la suficiente experiencia ni como remolcador portuario ni de escolta para decantarnos por este reciente e innovador remolcador y por ello estimamos que será objeto de importantes mejoras en el futuro. Además, el *EDDY* al igual que el *ASD* dispone de únicamente dos propulsores acimutales, por lo que la redundancia del *Rotor Tug* con sus tres propulsores es mayor de antemano.

El análisis comparativo entre los diferentes tipos de remolcadores con capacidad para efectuar esta doble tarea, ha tratado de abarcar los aspectos de orden náutico que se consideran más relevantes para el remolcador propuesto.

10.4.1 LAS FUERZAS DE GOBIERNO Y FRENADO GENERADAS SOBRE EL BUQUE ESCOLTADO

De forma genérica, con los métodos indirectos o dinámicos de asistencia, en los cuales los propulsores no se utilizan para generar directamente las fuerzas sobre el remolque sino que se emplean para situarlo en la mejor posición de ataque respecto al flujo de agua, cuanto menor es la velocidad menor es la magnitud de las fuerzas transversales que el remolcador es capaz de generar, circunstancia que no es deseable en la fase final de la maniobra cuando el buque tiene muy poca arrancada o está parado. De esta forma, a la hora de valorar la eficiencia general de un remolcador, debemos tener en cuenta todo el rango de velocidades de operación, otorgándole prioridad a aquel sistema con capacidad de generar las máximas fuerzas transversales o de gobierno en todo momento y sin que esto suponga una pérdida significativa de su maniobrabilidad.

Tal y como se ha visto a lo largo de esta investigación, el método más efectivo para generar fuerzas de gobierno y/o frenado sobre el buque es con una línea de remolque firme a la popa del mismo “*tethered*”. Para ello, cuando el remolcador lleva a cabo labores de escolta en las proximidades de la entrada del puerto sin intervenir en emergencia, debe realizarlas empleando una navegación activa desde el primer momento en el la que línea de remolque está dada y firme a la popa del buque escoltado, con el objetivo de minimizar el tiempo de respuesta en el supuesto de que se presente la emergencia. En caso de tener que intervenir para generar fuerzas de gobierno y/o frenado, los remolcadores tipo *tractor Voith* y *ASD* a altas velocidades deben aplicar los métodos indirectos de asistencia y a bajas velocidades los métodos directos.

El remolcador *Rotor Tug*, por la disposición de sus tres hélices acimutales en forma de triángulo isósceles (dos hélices acimutales a proa y una a popa), tiene capacidad para generar fuerzas de gobierno utilizando el método directo a altas velocidades y con el método indirecto a bajas velocidades (conocido como “*rotoring*”) lo que permite que el práctico tenga un mayor control del buque asistido en todo el rango de velocidades entre 10-0 nudos. De esta forma, las dos hélices acimutales de proa pueden generar tensión sobre el remolque a bajas velocidades mientras que la hélice de popa se utiliza para situar el remolcador en la posición adecuada respecto a la dirección del remolque y del flujo de agua. Por tanto, el remolcador genera grandes fuerzas de gobierno sin necesidad de disponer de una gran superficie lateral del casco y sin restringir su maniobrabilidad en las asistencias portuarias como ocurriría en el caso de los remolcadores de escolta *tractor Voith* o *ASD*.

Además, el remolcador *Rotor Tug* puede generar fuerzas sobre el remolque desde ángulos pequeños de ataque respecto al flujo de agua, que se traduce en tiempos de respuesta a las órdenes del práctico menores que los remolcadores típicos de escolta *tractor Voith* o *ASD*.

Entre 8-4 nudos, debido a la disposición de sus propulsores, el remolcador *Rotor Tug* genera fuerzas de gobierno superiores a los remolcadores típicos de escolta *tractor Voith* o *ASD* (tanto con el método directo como con el indirecto), los cuales generan las fuerzas de gobierno casi únicamente por el flujo de agua incidiendo sobre la obra viva del remolcador empleando el método indirecto y utilizando la propulsión para adoptar un ángulo de ataque efectivo.

Cuando el remolcador *Rotor Tug* escolta a un buque y emplea los métodos directo/combinado genera fuerzas de gobierno alcanzando solamente un ángulo máximo de escora de en torno a 7° ya que la línea de remolque permanece alineada con la línea de crujía del remolcador, lo que origina una mayor seguridad que con cualquier otro remolcador.

Si el remolcador *Rotor Tug* tuviese que intervenir a velocidades superiores a 10 nudos, rango en el cual habitualmente la demanda predominante serán las fuerzas de frenado, podría aplicar el método directo *transverse arrest* con el que se alcanzan fuerzas de frenado de hasta el 150% el *bollard pull* hasta reducir la velocidad.

En general, el cambio de método de asistencia entre el indirecto y el directo o combinado es una maniobra más sencilla y segura con el remolcador *Rotor Tug* que con un remolcador típico de escolta *tractor Voith* o *ASD*.

La capacidad de un remolcador de escolta para generar fuerzas de gobierno y frenado en el menor tiempo posible mientras está con el cabo de remolque dado y cambiando de posición de babor a estribor del buque asistido (o viceversa), es de suma importancia ya que el remolque de escolta se realiza en zonas restringidas y a altas velocidades, circunstancia para la que el remolcador *Rotor Tug* es muy eficiente.

El remolcador *ASD* efectúa la maniobra de escolta con la proa hacia el buque asistido “*bow first*” utilizando el punto de remolque de proa, mientras que los tipo *tractor*, lo hacen con la popa hacia el buque asistido “*stern first*” o “*skeg first*”, navegando de popa. Por esta razón, para hacer firme el remolque, el remolcador *ASD* se aproxima a la popa del buque navegando de proa, operación que sin duda resulta más sencilla que en los *tractor Voith*, ya que cuando éstos se aproximan a la popa del buque asistido o escoltan al buque efectuando una navegación activa con el remolque dado “*tethered*”, la situación del punto de remolque situado generalmente a la altura de la medianía del quillón y la estela de la hélice del buque que incide de forma distinta sobre ambas caras de este apéndice, generan una inestabilidad de rumbo y guiñadas en el remolcador. Por este motivo, suelen instalar una segunda guía de remolque en el extremo de popa que se utiliza exclusivamente mientras no es necesaria la intervención del remolcador para generar fuerzas sobre el remolque y, en caso de intervención, debe liberarse inmediatamente desde el puente para que el remolque empiece a trabajar sobre el punto de remolque habitual, situado en la vertical del quillón. En el caso del remolcador *Rotor Tug*, esta maniobra no supone ningún riesgo especial y sería incluso más sencilla que con el *ASD* por la ausencia de grandes apéndices como la quilla de cajón “*box keel*” típica del *ASD*, que puede verse influenciada por la estela de la hélice. De esta forma, normalmente el *Rotor Tug* se aproxima a la popa del buque escoltado navegando de proa para dar el remolque sobre el punto de remolque de proa con un control preciso de la maniobra.

Cuando se emplean los métodos directos de asistencia a bajas velocidades, los remolcadores de hélices acimutales (*ASD* y *Rotor Tug*) generan prestaciones superiores al *tractor Voith* debido a la mayor fuerza de tiro aplicada sobre el remolque como consecuencia de la mayor eficiencia de las hélices acimutales en términos *kw/bollard pull* respecto a las cicloidales⁹, muy importante en la fase final de la maniobra de escolta y en las asistencias portuarias a la hora de generar fuerza de tiro sobre el remolque a muy bajas velocidades o con el buque asistido sin arrancada, para poder contrarrestar los efectos meteorológicos externos (viento y corrientes) que tienen gran influencia en los buques de grandes dimensiones.

⁹ A pesar de que *Voith* argumenta que estas comparaciones se hacen sin tener en cuenta el radio de barrido de las mismas, que puede ser la mitad en las hélices convencionales (*Voith*, 2013, p. 13).

Por otra parte, actualmente el sistema de hélices cicloidales *Voith* está limitado a un empuje máximo de 50 tons por propulsor que en un *tractor Voith* convencional supone un *bollard pull* máximo de 100 tons, parámetro que se considera escaso para asistir a los buques de enormes dimensiones y hacer frente a las fuerzas meteorológicas incidiendo sobre los mismos.

Por tanto, por un lado, la mayor eficiencia de las hélices acimutales respecto a las cicloidales, y por otro la limitación de *bollard pull* máximo del remolcador *tractor Voith*, hacen que el *Rotor Tug*, con capacidad de generar un *bollard pull* muy superior a 100 tons, presente ventajas importantes tanto respecto al *tractor Voith* como respecto al *ASD*.

La asistencia por parte de los remolcadores a los buques durante su paso por zonas muy restringidas como puentes, esclusas y acceso a diques secos supone un reto importante. Debido al espacio de maniobra tan reducido que se dispone en estos casos, los remolcadores tipo *tractor Voith* y *ASD* no pueden prestar la asistencia permanentemente ya que siempre necesitan mantener la línea de remolque alineada con sus propulsores, lo que les obliga a reposicionarse en la dirección adecuada antes de ejercer fuerzas sobre el remolque, o directamente no pueden tirar en la dirección solicitada por la falta de espacio disponible.

A bajas velocidades, el método “*rotoring*” empleado por el remolcador *Rotor Tug* le permite generar fuerzas de gobierno en todo momento y sin sobrepasar la manga del buque asistido mientras navega a través de zonas muy restringidas por su anchura como canales o esclusas. Es decir, a diferencia de los remolcadores con dos propulsores situados en una de las cabezas los cuales, durante un periodo relativamente corto de tiempo del tránsito, pierden el control del buque asistido, el remolcador *Rotor Tug* lo mantiene durante el tránsito completo generando fuerzas transversales o de gobierno gracias al control avanzado del empuje omnidireccional permanente que le proporciona el hecho de disponer de propulsores en ambas cabezas. Además, la ausencia de grandes apéndices en su casco le permite disponer de mayor maniobrabilidad mientras trabaja en las proximidades de la popa del buque asistido al no verse influenciados por la estela de su hélice.

El método “*rotoring*” también puede utilizarse en la fase final de la maniobra de atraque del buque al muelle haciendo uso del control permanente de la potencia disponible en cualquier dirección, especialmente a la hora de atracar en zonas con resaca o donde entra mucha mar tendida. Para ello, con las líneas de remolque dadas y firmes a ambas cabezas del buque, los remolcadores aproximan al buque asistido hacia el muelle y lo mantienen en posición hasta que se hace firme un cabo a tierra, sin sobrepasar la manga del buque y sin necesidad de empujar sobre su costado. Durante esta maniobra, las estelas de las hélices del remolcador no impactan contra el casco del buque, dando lugar a una maniobra mucho más eficiente. El control de la velocidad transversal del buque asistido es crítico durante esta fase de la maniobra, y en este

sentido, el hecho de que el remolcador pueda generar hasta el 60% del *bollard pull* trabajando dentro de los límites de la manga del buque es una ventaja extraordinaria.

En general, el remolcador *Rotor Tug* es un remolcador versátil, multipropósito, con capacidades para el remolque de escolta y más seguro para la tripulación durante las operaciones de emergencia que cualquiera de los remolcadores de escolta *tractor Voith* o *ASD*. Además, dispone de una maniobrabilidad superior para las asistencias portuarias al no verse limitado por los grandes apéndices típicos de estos últimos.

10.4.2 LA ESTABILIDAD

Las normas relativas a la estabilidad (altura metacéntrica *GM* o brazo adrizante) de los remolcadores de escolta ha emanado principalmente de determinadas Sociedades de Clasificación como *DNV* (ahora *DNV GL*) y *BV*, bien por iniciativa propia o bien porque las Administraciones Marítimas delegaron en ellas esta labor, mientras que las Sociedades restantes, en el mejor de los casos, copiaron estos estrictos reglamentos o directamente redujeron las exigencias al mínimo, lo cual entendemos que va en claro detrimento de la seguridad general.

En los métodos dinámicos de asistencia del remolque de escolta, la posición del punto de remolque y el CPL, tanto en sentido vertical como horizontal, juegan un papel relevante en la eficiencia general del remolcador. En el caso del remolcador *tractor Voith*, la posición de estos puntos está directamente determinada por su quillón mientras que, en el *ASD*, su eficiencia puede mejorarse reduciendo la altura del punto de remolque, situado sobre la cubierta del castillo de proa, desplazándolo un poco hacia popa y modificando las formas de su obra viva para que el CPL se sitúe lo más hacia proa posible (incrementando la superficie de la quilla de cajón hacia esa cabeza).

El remolcador *Rotor Tug* al no disponer de apéndices de grandes dimensiones (y en caso de disponer de quillón, éste incluso puede ser retráctil) la posición del CPL no está tan influenciada por los mismos, por lo que su situación respecto a los dos puntos de remolque a proa y popa no es un parámetro tan sensible. Además, los puntos de remolque situados sobre las cubiertas de proa y popa, que no disponen de una gran altura, no supone una gran distancia respecto al CPL, y por tanto se generan momentos de escora menores.

10.4.3 LA REDUNDANCIA

Mientras no se presenta ninguna avería, todos los remolcadores de escolta disponen de un sistema de propulsión y gobierno omnidireccional y redundante. No obstante, es fundamental

determinar la capacidad que tienen de seguir prestando asistencia ante una avería en uno de sus propulsores, tanto por la seguridad del buque asistido como del propio remolcador.

En caso de una avería en una de las hélices cicloidales o en el sistema de control, el remolcador *tractor Voith* dispone de la misma maniobrabilidad y capacidad de asistencia con una sola hélice operativa, aunque lógicamente con menor potencia o empuje. En cambio, en caso de una avería en uno de los propulsores del remolcador *ASD*, la asistencia a altas velocidades debe detenerse inmediatamente al no poder seguir manteniendo su posición estable. No ocurre lo mismo con el remolcador *Rotor Tug*, en el que una avería en uno de sus tres propulsores, le permite seguir prestando asistencia con gran eficiencia al disponer todavía de dos propulsores, por lo que en el *Rotor Tug* la redundancia y una alta fiabilidad están garantizadas y sin que se produzca una pérdida de potencia relevante, tal y como ocurre en el *tractor Voith*.

10.4.4 LA ESCORA INICIAL TRAS UNA AVERÍA EN LOS PROPULSORES

Las fuerzas ejercidas por un remolcador durante las operaciones de escolta para las que está diseñado representan, sin duda, las más altas concebibles para una “condición de diseño” controlada. En esta condición, el remolcador escora de forma deliberada hasta un ángulo relativamente grande y se espera que desde ese momento soporte una tensión lateral alta durante el tiempo completo que dure esa operación. No obstante, las tensiones dinámicas que se producen en esta operación, impuestas por el estado de la mar o por pequeños cambios en el empuje, el ángulo de deriva y la escora se deben tener en cuenta, aunque no resultan fáciles de predecir. La instalación de una maquinilla *Render-Recover* provista con un dispositivo de arriado automático del remolque se presenta como la “válvula de seguridad” con la que se cuenta para evitar una sobretensión en el remolque que se traduzca en una escora excesiva del remolcador, y que por tanto comprometa su seguridad, aunque una avería en este dispositivo de arriado automático puede poner en peligro la seguridad del remolcador.

Con las altas fuerzas en presencia y el hecho de que durante las operaciones de escolta con los métodos indirectos de asistencia el empuje de los propulsores genera una componente de adrizamiento importante para alcanzar la situación de equilibrio estable del remolcador, se debe tener en cuenta el cambio repentino de los momentos adrizantes que se produce como consecuencia una posible pérdida de la propulsión. Por tanto, se trata de una situación crítica que se debe considerar en la configuración del diseño del remolcador para garantizar que, en caso de que se produjese una avería en un propulsor, no se presente el riesgo de que el remolcador pierda la estabilidad.

En las figuras 9.1 y 9.2, en los dibujos de la derecha, se muestran las componentes de los momentos adrizantes generados por los propulsores de los remolcadores *tractor Voith* y *ASD*

durante una configuración típica con los métodos indirectos de asistencia de escolta, los cuales se oponen a las fuerzas hidrodinámicas incidiendo en el CPL y al momento de escora que se genera por el cabo de remolque actuando sobre el punto de remolque. En el supuesto de que se produzca una avería en sus propulsores, situación representada en los dibujos de la izquierda de las mismas figuras, los remolcadores experimentan un incremento instantáneo brusco de la escora como consecuencia del cese del momento de adrizamiento que están generando los propulsores en esta condición.

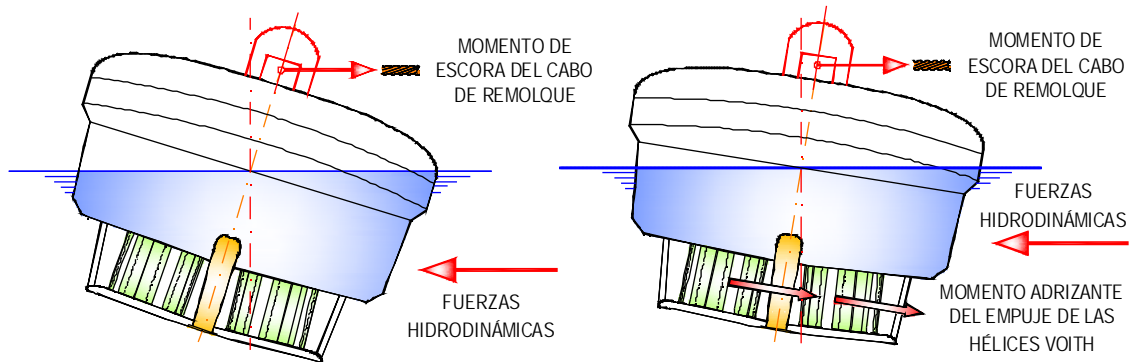


Figura 10.1 Remolcador Tractor Voith: La pérdida de propulsión causa un brusco incremento de la escora. Dibujo: Santiago I. Baniela.

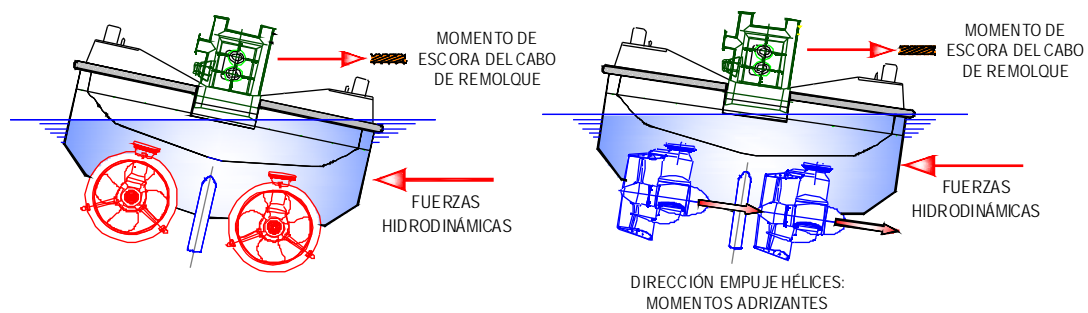


Figura 10.2 Remolcador ASD: La pérdida de propulsión causa un brusco incremento de la escora. Dibujo: Santiago I. Baniela.

Por su parte, los remolcadores *Rotor Tug*, tal y como se aprecia en las figuras 9.3 y 9.4, ya sea escoltando al buque asistido sobre su punto de remolque de proa o de popa, en caso de una avería en las dos hélices acimutales de proa o en la hélice de popa, el remolcador experimenta una brusca reducción de su escora, gracias al momento de adrizamiento generado por la(s) hélice(s) todavía operativa(s) y el cese del momento escorante generado por la(s) hélice(s) averiada(s), resultando una clara ventaja de seguridad de este remolcador respecto a los remolcadores *tractor Voith* y *ASD*.

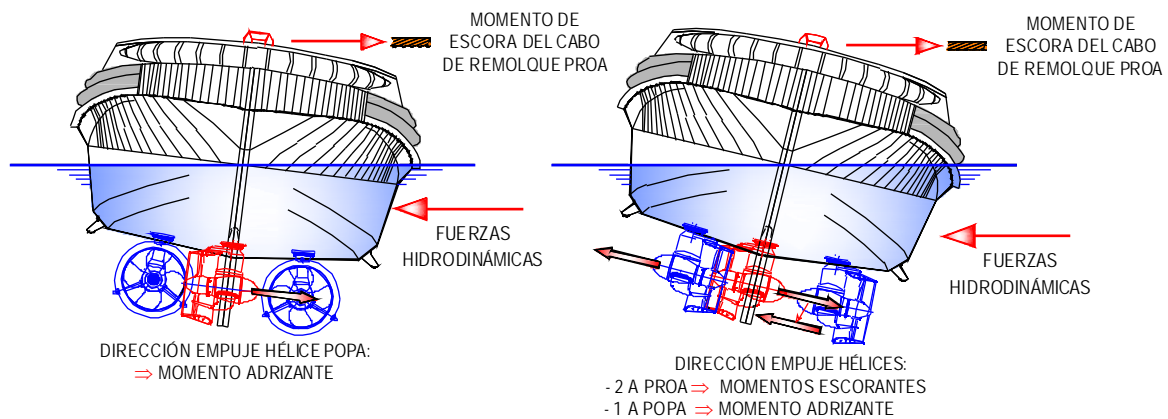


Figura 10.3 Remolcador Rotor Tug escoltando desde el punto de remolque de proa: La pérdida de propulsión de las dos hélices acimutales de proa genera una brusca reducción de la escora. Dibujo: Santiago I. Baniela.

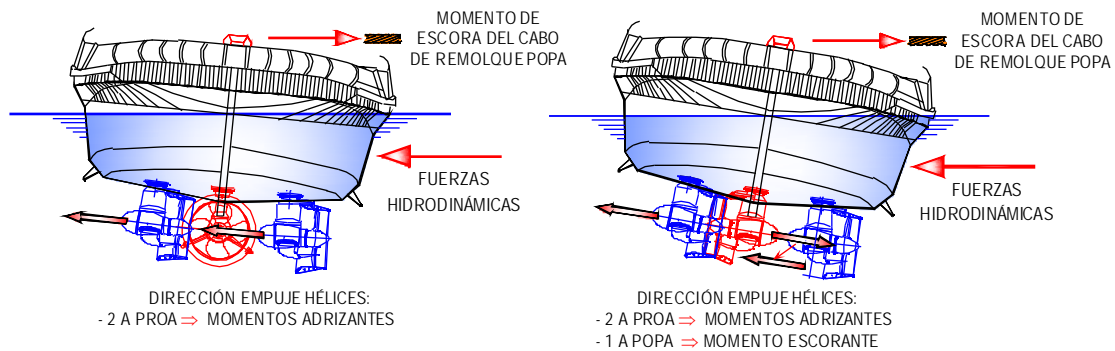


Figura 10.4 Remolcador Rotor Tug escoltando desde el punto de remolque de popa: La pérdida de propulsión de la hélice acimutal de popa genera una brusca reducción de la escora. Dibujo: Santiago I. Baniela.

En cualquier caso, aunque los remolcadores de escolta *tractor Voith* y *ASD*, tras producirse la pérdida del sistema de propulsión adquieren rápidamente un ángulo mayor de escora a la misma banda a la que ya estaban permanentemente escorados durante la escolta, posteriormente de forma gradual y uniforme, empleando relativamente poco tiempo, recuperan el estado de adrizamiento a medida que las fuerzas hidrodinámicas incidiendo sobre el CPL hacen que pivoten en torno a la línea de remolque hasta alinearse longitudinalmente con el remolque por la popa del buque asistido.

Sin embargo, un incremento brusco de la escora hasta situarse entre los 25° y 35° en muy pocos segundos puede originar una situación de pánico entre la tripulación, especialmente si no se espera, pudiendo dar lugar a una reacción impredecible que puede afectar negativamente a la seguridad general del remolcador. De esta forma, estimamos que el mejor comportamiento del

remolcador *Rotor Tug* respecto al tractor *Voith* y *ASD* reduciendo la escora de escolta inicial en caso de una avería en los propulsores supone un motivo objetivo más por el que decantarse claramente por este tipo de remolcador en nuestra intención de proponer un remolcador versátil, eficiente y seguro.

10.4.5 EL CONTROL DEL EMPUJE

El remolcador *ASD* tiene las hélices acimutales instaladas a popa, es decir, efectúa un gobierno indirecto en el que las fuerzas de gobierno se dirigen en la dirección opuesta a la que se encuentra el punto giratorio “*pivot point*”, dando lugar a curvas de evolución mayores. Por su parte, el remolcador tractor *Voith* tiene las hélices ciclooidales instaladas a proa del punto giratorio “*pivot point*”, tratándose de un gobierno directo ya que las fuerzas de gobierno coinciden con la dirección del movimiento deseada, y origina curvas de evolución más pequeñas.

El remolcador *Rotor Tug*, con su sistema triple hélices acimutales para la propulsión y gobierno, en forma de triángulo isósceles y situadas en ambas cabezas (dos hélices a proa y una a popa), tiene las ventajas del remolcador tractor *Voith* comentadas anteriormente e incluso mejoradas gracias a la fuerza de empuje procedente de la tercera hélice acimutal de popa y que se puede utilizar para reducir todavía más la curva evolución.

El remolcador tractor *Voith* tiene un control del empuje muy rápido y preciso que se efectúa de acuerdo a un sistema de coordenadas cartesianas X-Y, proporcionándole un control independiente para las componentes longitudinal y transversal.

Aunque el control de las hélices acimutales origina que, cuando se produce un cambio de la dirección de empuje, aparezcan vectores intermedios que pueden tener cierta influencia negativa en la precisión de la maniobra; se considera que la capacidad de maniobra procedente de las tres hélices acimutales del *Rotor Tug* puede solventar cualquier imprecisión puntual originada durante la maniobra por ese motivo.

En cuanto a la transmisión del control del empuje desde el puente, en las hélices *Voith* o ciclooidales se efectúa mecánicamente y de forma independiente de cualquier clase de potencia auxiliar, constituyendo un sistema de gran robustez y fiabilidad. Por su parte, el control de las hélices acimutales de los remolcadores *ASD* y *Rotor Tug* es electrónica, y aunque al principio se consideraba que su instalación era menos robusta y fiable que el control mecánico de las hélices *Voith*, en los últimos años gracias a la evolución tecnológica, la seguridad general de este sistema se ha mejorado de forma considerable y, en cualquier caso, el sistema triple de hélices del *Rotor Tug* controladas de forma independiente, hace poco probable que quede inoperativo por una avería electrónica en dos de ellas.

10.4.6 EL EMPUJE SOBRE UN BUQUE CON MUCHOS FINOS

La capacidad de empuje del remolcador sobre el casco del buque asistido en las maniobras de aproximación y atraque al muelle es fundamental.

Los remolcadores *ASD* y *tractor Voith* tienen un único punto de empuje, el *ASD* a proa y el *tractor Voith* a popa. En el caso del *ASD*, al tener la superestructura relativamente cerca de la proa, se corre el riesgo de colisión con el casco del buque si éste tiene muchos finos a proa o a popa. Aunque a igualdad de altura de la superestructura, en el *tractor Voith* este riesgo es menor, por situarse la misma en la parte de proa y empujar sobre su popa (mayor distancia), también puede haber cierto riesgo de contacto con el buque u otras instalaciones al maniobrar en espacios muy reducidos y en condiciones meteorológicas desfavorables.

El remolcador *Rotor Tug* tiene redundancia de puntos de empuje, pudiendo empujar con su proa o con su popa al disponer de propulsores en ambas cabezas, por lo que, para evitar daños en la superestructura por un posible contacto con el casco del buque, en el remolcador propuesto ésta debe estar emplazada hacia el centro de la eslora del remolcador y con una altura no demasiado elevada. En cualquier caso, gracias al método de asistencia “*rotoring*” la necesidad de empujar sobre el casco del buque asistido es relativamente pequeña, ya que tal y como hemos visto, si los remolcadores *Rotor Tug* tienen las líneas de remolque dadas a las cabezas del buque asistido, pueden aproximarlos hacia el muelle sin empujar sobre su casco, es decir, sin utilizar el método “*push-pull*” y sin sobrepasar la manga del propio buque, de tal modo que se elimina el riesgo de producir averías en las chapas del costado del buque asistido y del remolcador, principalmente en situaciones de mar tendida.

Como viene siendo habitual en la construcción de remolcadores que operen en zonas portuarias, además de tener una visión lo más próxima posible a los 360°, también debe disponer de ventanas a lo largo de los extremos del techo del puente precisamente para poder operar de forma segura en las proximidades de los buques con muchos finos. Además, el capitán debe tener una visión perfecta de las zonas de remolque en las cubiertas de proa y popa y sus maquinillas, de ahí que las ventanas deban extenderse también hacia el plan de la cubierta del puente.

10.4.7 LA MANIOBRA DE HACER FIRME LA LÍNEA DE REMOLQUE POR LA PROA Y POR LA POPA DE UN BUQUE CON VELOCIDAD

En ocasiones, determinadas circunstancias como un incendio a bordo del buque asistido pueden hacer imposible la maniobra de dar y hacer firme el remolque por su popa, de tal forma que el

remolcador tiene que hacerlo por su proa y a altas velocidades, aunque lógicamente en estas condiciones ya no podría efectuar los métodos dinámicos genuinos de escolta.

En esta maniobra, el remolcador *ASD* por la posición del punto de remolque principal situado sobre su proa¹⁰, tiene que navegar de popa (máquina atrás) y con la proa hacia la proa del buque asistido “*bow first*”. En estas circunstancias y a altas velocidades puede presentar cierta inestabilidad de rumbo y, si navega muy próximo a la zona de influencia de los diferentes campos de presión de la proa del buque, puede incluso sufrir los riesgos de “*stemming*” y “*tripping*”, colisionar con el bulbo de proa del buque y, en caso de mal tiempo, embarcar agua con cierta frecuencia por el bajo francobordo de la cubierta de popa, aunque cabe decir que actualmente esta circunstancia tampoco supone un peligro extraordinario por la mejora empírica que se ha producido en estos remolcadores al diseñar la obra viva a la altura de la línea de flotación en la zona de popa con un corte de 45° y al disponer de una estanqueidad eficiente en cubierta.

El remolcador *tractor Voith*, navega de proa (máquina adelante) para hacer firme el remolque sobre la popa “*stern first*”, evitando el embarque de agua en cubierta por la altura elevada de la zona de proa y pudiendo contrarrestar perfectamente las fuerzas de interacción entre el buque y el remolcador¹¹.

De esta forma, podemos decir que en caso de tener que dar y afirmar la línea de remolque por la proa de un buque con velocidad, es más seguro hacerlo con un remolcador *tractor Voith* que con un *ASD*. Este es el motivo por el cual en los puertos como en el de La Coruña, en los que se dispone de un remolcador *tractor* y un *ASD*, el primero se utiliza en línea por la proa y el segundo por la popa del buque.

La situación contraria se produce cuando, tal y como se debe efectuar en las tareas genuinas de escolta, el remolcador *tractor Voith* pretende dar el remolque por la popa del buque asistido, teniendo que navegar de popa “*stern first*” o máquina atrás, de tal forma que por la poca altura de su cubierta de remolque a popa, puede embarcar agua con relativa frecuencia y sobre todo en situaciones de mal tiempo, lo que va en detrimento de la seguridad de la tripulación y de la vida útil del equipo de remolque. Además, puede presentar cierta inestabilidad de rumbo al incidir los filetes líquidos de la estela de la hélice del buque sobre ambas caras del quillón de forma diferente.

En estas condiciones, el remolcador *ASD* navega de proa “*bow first*” y con ésta dirigida hacia el buque asistido, por lo que presenta al mar el elevado francobordo de la cubierta de remolque

¹⁰ En caso de que dispusiese de un punto de remolque secundario a popa (válido para los remolques de altura), y lo utilizase en estas circunstancias, estaría sometido a los mismos riesgos que un remolcador convencional y que impiden su utilización a velocidades superiores a los 2 nudos los cuales, tal y como se ha visto, son los denominados “*stemming*” y “*tripping*”.

¹¹ De hecho, la alta seguridad derivada de los remolcadores tipo *tractor* en esa maniobra de dar el remolque por la proa del buque asistido fue la principal razón de su aparición.

sobre el castillo y al tener los apéndices como la quilla de cajón “*box keel*” un poco más alejados de la zona de influencia de la estela de la hélice del buque que el *tractor Voith* y con una menor relación de aspecto, hace que esta operación sea más sencilla con el ASD que con el *tractor Voith*.

En el caso del remolcador *Rotor Tug*, no existen estas limitaciones ni a la hora de dar el remolque por la proa ni por la popa del buque asistido, ya que al disponer de un punto de remolque a proa y otro a popa y propulsores también en ambas cabezas, puede actuar siguiendo el procedimiento y ventajas del *tractor Voith* para dar el remolque a proa del buque, es decir, dando el remolque sobre su popa para lo cual navega de proa, y siguiendo el procedimiento del ASD para dar el remolque a popa del buque, es decir, dando el remolque sobre su proa, para lo cual navega de proa. De este modo, en ambas situaciones podemos decir que el remolcador navega de proa por lo que presenta el mejor comportamiento posible en la mar, y al tener siempre un propulsor en las proximidades del punto de remolque, el capitán tiene un control permanente y preciso sobre la cabeza de remolque. Además, al no disponer de grandes apéndices, o en caso de disponer de un quillón retráctil “*retractable skeg*” éste puede replegarse, no está tan influenciado por la ola generada por el bulbo de proa del buque ni por la estela de su hélice, mejorando su estabilidad de rumbo.

Por tanto, en caso de disponer de dos remolcadores *Rotor Tug*, a la hora de emplear el método de asistencia en línea durante la fase de asistencia portuaria, para optimizar su eficiencia y seguridad, por norma general cada uno de ellos utiliza un punto de remolque distinto, es decir, el remolcador de proa el punto de remolque de popa, y el remolcador de popa el punto de remolque de proa.

10.4.8 EL COMPORTAMIENTO EN LA MAR EN CONDICIONES DE MAL TIEMPO

El comportamiento del remolcador en la mar depende fundamentalmente del diseño de su casco, fijado en mayor medida por la reserva de flotabilidad y la altura metacéntrica GM y aunque en los remolcadores estrictamente portuarios no tiene una gran importancia, sí la tiene en el remolcador aquí propuesto a la vista de su doble tarea en aguas abiertas y portuarias, por lo que se convierte en un parámetro de considerable importancia.

El sistema de propulsión no tiene una influencia directa en este comportamiento, salvo que los propulsores deben estar situados en una posición lo suficientemente baja en el casco para evitar que no salgan del agua en situaciones de mal tiempo. En estas condiciones de mal tiempo, y cuando la velocidad se ve reducida, el remolcador debe ser igualmente maniobrable.

En los remolcadores ASD, las hélices están situadas más próximas a la línea de agua que las hélices de los remolcadores *tractor Voith*, por lo que junto con la forma característica de su obra

viva y la elevada altura de su punto de empuje sobre el castillo, hacen que durante la asistencia de empuje “*pushing*” en condiciones de mal tiempo y entre olas, puedan salirse del agua originando un mayor riesgo de sobrecarga de los motores y propulsores y dando lugar a vibraciones, presentándose un riesgo menor en el remolcador *tractor Voith*. En el caso del remolcador *Rotor Tug*, en el supuesto de que el remolcador esté empujando con su proa, las hélices de esta cabeza al trabajar transversalmente sirven como elementos amortiguadores de las olas por lo que no existe riesgo de ventilación de las mismas.

10.4.9 EL RIESGO DEL MANEJO DE LAS LÍNEAS DE REMOLQUE DURANTE LAS OPERACIONES

Las características de las líneas de remolque y las maquinillas están determinadas por el tipo de asistencia que el remolcador tenga encomendada, su potencia o *bollard pull*, los métodos de operación habituales y las fuerzas generadas sobre el remolque aplicando los métodos dinámicos de asistencia en el remolque de escolta, por lo que no depende del tipo de remolcador de que se trate.

La extraordinaria maniobrabilidad y precisión del remolcador *Rotor Tug*, junto con la utilización de líneas de remolque *HMPE* que flotan y maquinillas eléctricas inteligentes *Render-Recover*, hacen poco probable que las hélices se enganchen en los cabos de remolque, riesgo que se presenta principalmente durante el largado del remolque. En caso de que esto suceda, se parará la hélice enganchada y el remolcador sigue estando plenamente operativo con las otras dos hélices acimutales.

En cambio, si esto se produce con una de las dos hélices acimutales del remolcador *ASD*, éste se ve obligado a interrumpir inmediatamente la labor que estaba efectuando. En el caso del remolcador *tractor Voith*, aunque la robustez de su sistema mecánico puede hacer que sea difícil que el propulsor deje de estar totalmente operativo, si esto se produce, el remolcador sigue teniendo la misma capacidad de maniobra y asistencia con una sola hélice cicloidal, pero evidentemente con mucha menos potencia, lo que resulta una desventaja con relación al *Rotor Tug*.

10.4.10 LA INSTALACIÓN

Si el remolcador *Rotor Tug* instala hélices de paso controlable *CPP* de tal modo que los motores que le suministran la potencia giran a las mismas *rpm*, éstos pueden mover maquinarias auxiliares mediante tomas de fuerza de los mismos (*PTO's*), especialmente para suministrar potencia a las bombas contraincendios, lo que resulta una ventaja económica adicional

(remolcador *FiFi*), aumentando su versatilidad sin resultar un perjuicio de su capacidad de maniobra para su tarea principal.

Se trata de una consideración importante si tenemos en cuenta que este remolcador versátil de escolta prestará asistencia principalmente a buques tanque en los cuales las probabilidades de incendio o explosión son relativamente mayores que en cualquier otro tipo de buque, de ahí que se considere necesario incluir este parámetro en el hipotético concurso de adjudicación que saque la Autoridad Portuaria para la prestación de servicios de remolque. Además, el hecho de instalar hélices *CPP* hace que los motores giren la mayor parte del tiempo a las mismas *rpm*, lo que resulta beneficioso para su vida útil.

Una ventaja de las hélices acimutales respecto a las cicloidales es que alguno de sus fabricantes facilita la posibilidad de montarlas y desmontarlas a flote para su reparación, de tal forma que se reducen los tiempos de fuera de servicio del remolcador y abarata los costes, entre otras cosas porque no es necesario que el remolcador se desplace para entrar en dique seco.

La disposición de las hélices en forma de un triángulo isósceles en el remolcador *Rotor Tug* hace que no sea necesaria la instalación de una hélice transversal de proa y la ubicación de los motores en el casco es tal que se necesitan ejes de transmisión de la potencia hasta las hélices muy cortos, lo que resulta una ventaja desde el punto de vista de la instalación y del mantenimiento.

10.4.11 FUENTES DE ENERGÍA ALTERNATIVAS

Tras registrar los datos de maniobra de los remolcadores portuarios, se concluyó que trabajan la mayor parte del tiempo empleando poca potencia. Por ello, con el objetivo de optimizar y reducir el consumo de combustible y las emisiones a la atmósfera se idearon varios sistemas alternativos, como la propulsión utilizando *LNG* como combustible o un sistema híbrido en el que la energía necesaria para la operación del remolcador se obtiene, en parte de forma eléctrica mediante baterías y en parte con los motores diésel. En este último caso, la reducción de las emisiones a la atmósfera se produce fundamentalmente porque los motores diésel consumen relativamente más combustible cuando trabajan a bajas revoluciones que cuando lo hacen a altas por lo que, con este sistema, están inoperativos mientras el sistema eléctrico es autosuficiente y únicamente empiezan a trabajar en el rango óptimo de eficiencia.

Por tanto, coordinando unos motores diésel, generadores y baterías se puede cumplir perfectamente con los requisitos de las maniobras portuarias, tanto en potencia como en desplazamiento, de tal forma que los motores diésel solamente se utilizan en los momentos que se necesita máxima potencia (por ejemplo, durante las labores de escolta) aunque también tiene la posibilidad de emplear únicamente los motores diésel de acuerdo al sistema convencional.

Teniendo en cuenta que el primer remolcador reconvertido en híbrido que entró en operación en Europa fue precisamente un *Rotor Tug*, en concreto el “*RT Adriaan*” presentado en 2012 y clasificado como clase “*E-Kotug*” por *Lloyd’s Register*, se entiende que la posibilidad de instalar sistemas de propulsión alimentados por fuentes de energía diferentes o en combinación con las tradicionales (diésel), es perfectamente viable en este tipo de remolcadores. Además, se trataba del primer sistema híbrido en el que se utilizaba un generador de cola acoplado a un motor convencional para alimentar a los otros dos propulsores, por lo que podía operar utilizando un único motor.

La aplicación del sistema de propulsión híbrido a los remolcadores *Rotor Tug* produce una mejora considerable de sus capacidades operativas y eficiencia ya que pueden emplear un mínimo de motores diésel en cualquier momento, sin que suponga una merma de sus extraordinarias capacidades.

10.4.12 CONCLUSIONES

La investigación llevada a cabo en esta Tesis, nos lleva de acuerdo con las premisas planteadas desde el punto de vista náutico a optar por el remolcador *Rotor Tug* como el más versátil para efectuar tareas de escolta y asistencias portuarias en el puerto exterior de La Coruña a buques de hasta 200.000 tons. En apoyo de la propuesta se han argumentado los principales aspectos que hacen que nos decantemos por este tipo de remolcador, muy en especial en lo relativo a su seguridad y a la seguridad del buque asistido en todo el rango de velocidades, tanto con los métodos dinámicos de asistencia con el buque asistido navegando a velocidades medias y altas, como a bajas velocidades en las proximidades del atraque por su extraordinaria maniobrabilidad respecto a los demás remolcadores omnidireccionales y capacidad de prestar asistencia en todo momento.

Los remolcadores portuarios proporcionan una gestión de riesgos de la navegación en zonas portuarias (atraque y desatraque de los buques) y habitualmente operan de forma segura a velocidades entre 0-6 nudos. No obstante, la zona portuaria de operación puede originarle una serie de retos únicos para salvaguardar la seguridad de la navegación como son los espacios reducidos (maniobras con el buque en zonas muy reducidas o el paso por puentes, canales y esclusas), contrarrestar fuertes corrientes u operar con un resguardo bajo la quilla *UKC* “*under keel clearance*” reducido. Las capacidades del remolcador *Rotor Tug* para generar fuerzas de gobierno sin sobrepasar la manga del buque y la redundancia de su sistema triple de propulsión lo hace especialmente adecuado para operar en áreas muy reducidas y que los prácticos dispongan de un control permanente del buque.

Por su parte, los remolcadores genuinos de escolta proporcionan una gestión de riesgos de la navegación más allá de las zonas portuarias, generando fuerzas de gobierno y frenado con los

métodos directo e indirecto a los buques asistidos en caso de una avería en su sistema de gobierno y/o propulsión. Las capacidades y actuación de estos remolcadores deberían abarcar todo el rango de velocidades y no limitarse al análisis de las fuerzas generadas con el método indirecto a 10 nudos y el *bollard pull* directo a velocidad cero, aunque todos ellos pueden operar de forma segura a velocidades superiores a los 6 nudos y asistir a los buques, con mayor o menor eficiencia, en todo el rango de velocidades entre 10-0 nudos alternando los métodos de asistencia indirecto y directo. Por su parte, el remolcador *Rotor Tug*, tal y como se ha analizado a la hora de describir sus métodos de asistencia de escolta, puede generar fuerzas de gobierno sin sobrepasar la manga del buque en todo el rango de velocidades y sin cambiar entre el método indirecto y el directo, por lo que genera una capacidad de asistencia más continua a todas las velocidades.

Como hemos dicho, son operaciones que puede efectuar un remolcador portuario de alta gama motivo por el cual hay una tendencia de los ingenieros navales y astilleros a construir remolcadores de escolta/portuarios similares con el equipamiento adecuado para efectuar los métodos directo y/o indirecto. Por tanto, si el remolcador *Rotor Tug* está equipado con maquinillas *Render-Recover*, su versatilidad, eficiencia y asistencia permanente en las maniobras portuarias y de escolta a todas las velocidades son una ventaja clara respecto a los demás remolcadores típicos de escolta *tractor Voith* y *ASD*.

El remolcador que lleve a cabo operaciones de escolta puede acompañar a los buques asistidos a través de las zonas de alto riesgo o especialmente sensibles efectuando una navegación activa con el cabo de remolque firme al buque “*tethered*” o pasiva sin dar el cabo de remolque “*untethered*”. La navegación activa garantiza una respuesta mucho más rápida que la navegación pasiva ante cualquier emergencia que se produzca a bordo del buque¹², aunque para ello es necesario que el remolcador esté dotado del equipo de cubierta adecuado, preferentemente con maquinillas eléctricas *Render-Recover* y cabos de fibra *HMPE* con una carga de rotura que tenga un factor de seguridad de como mínimo 4 veces con relación al *bollard pull* del remolcador. Precisamente el hecho de instalar maquinillas *Render-Recover* hace que los cabos *HMPE* no deban de disponer de calabrotes “*stretcher*”.

La maquinilla de popa instalada en el remolcador propuesto debe de ser redundante¹³, es decir, provista de dos sistemas completamente independientes con capacidad para operar en tándem, de tal modo que, si uno quedase inoperativo, el remolcador todavía podría continuar prestando asistencia, aunque lógicamente con menor capacidad con el objetivo de no incurrir en costes de

¹² El tiempo de respuesta es mucho menor, constituyendo un factor de seguridad determinante con el fin de que el remolcador pueda aplicar fuerzas de gobierno y frenado antes de que el buque asistido adquiriera momentos de inercia que hagan imposible o muy difícil la tarea de escolta.

¹³ Dado que el remolcador *Rotor Tug* puede considerarse un remolcador *tractor-Z* reconvertido al que se le instaló una tercera hélice acimutal a popa en sustitución del quillón típico, el punto de remolque principal durante las asistencias será el de popa, de ahí que, en nuestra opinión, deba de ser esta maquinilla la que sea redundante.

construcción y mantenimiento excesivos. Tal y como ha quedado expuesto a la hora de tratar las maquinillas de escolta, nos decantamos por las eléctricas en lugar de las hidráulicas fundamentalmente por tener mayor eficiencia, una extraordinaria capacidad de control de la línea de remolque de forma rápida y segura, menor mantenimiento y riesgo de producir daños al medio ambiente, ser más confortables para la vida de la tripulación a bordo y originar mayor rentabilidad económica a largo plazo.

Desde un punto de vista científico e innovador, quedó claramente demostrado que la introducción de maquinillas eléctricas *Render-Recover* junto con cabos *HMPE* es la mejor solución en términos de seguridad y eficiencia general del remolcador, pero dado que entendemos que esto puede suponer un salto tecnológico y cualitativo importante respecto a la situación actual para los operadores del puerto de La Coruña, estimamos que una solución intermedia sería la utilización del cabo híbrido *Fusion-12TM* ideado por el fabricante *Samson*, que combinando las fibras de poliéster y fibras sintéticas *HMPE*, permitiría su utilización en maquinillas convencionales o de tensión constante por su mayor elasticidad respecto a los cabos 100% de *HMPE*, reduciendo la tensión sobre el remolque, al mismo tiempo que mantiene las ventajas de estos cabos *HMPE* como son una elevada resistencia y un menor peso.

Por la característica de su trabajo, en el que puede efectuar navegaciones de varias horas y en ocasiones en zonas de mar abierto y entre olas, los remolcadores de escolta necesitan disponer de un excelente comportamiento en la mar, a diferencia de los remolcadores que operan únicamente en zonas portuarias y más protegidas. En estas condiciones, la posición de las tres hélices del *Rotor Tug* reduce la posibilidad de ventilación de las mismas en condiciones extremas, reduciendo el riesgo de colisión con los buques asistidos cuando trabajan en sus proximidades.

De la experiencia acumulada a lo largo de estos años y de los resultados empíricos que se derivan de cuasi accidentes producidos tras faltar los cabos de remolque, nunca será suficiente insistir en la relevancia que tiene en el mundo del remolque de escolta un diseño y mantenimiento adecuado de las guías y los puntos fuertes donde se hacen firme las estachas en los buques escoltados, todo ello con el fin de mejorar la seguridad de este tipo de maniobras que entrañan un riesgo inherente en sí mismas.

Cuando el remolcador de escolta se dedica a trabajar en una terminal específica y alejada de la costa o en una instalación portuaria sin otros remolcadores, generalmente está dotado de equipos contraincendios y lucha contra la contaminación. La redundancia de la propulsión del remolcador *Rotor Tug* con tres hélices y su capacidad de mantener la posición durante las operaciones de lucha contra incendios lo hace muy recomendable para ello e incluso los dos puntos de remolque sobre la cubierta (uno en cada cabeza) le permite efectuar el remolque de emergencia o de altura sobre la popa en caso de que fuese necesario.

Los remolcadores tratan de ejercer el máximo control sobre los buques asistidos, a todas las velocidades y en todas las condiciones, por lo que a la hora de decantarse por un tipo de remolcador habrá que tener en cuenta las capacidades y el rendimiento global del mismo, no solo el *bollard pull* a velocidad nula y las condiciones de escolta a 10 nudos, sino también las condiciones operativas entre ambas velocidades, junto con los tiempos de respuesta asociados para generar altas fuerzas sobre el remolque. Por tanto, el rendimiento global mejorado del remolcador *Rotor Tug*, versatilidad y redundancia está cambiando la forma de cómo trabajan los remolcadores en cualquier posición en las proximidades de los buques e independientemente de la velocidad. De esta forma, el remolcador puede utilizarse de la forma más efectiva, generando el máximo control sobre el buque y, en consecuencia, gestionando los riesgos de la navegación de forma más eficiente.

Teniendo en cuenta que la primera generación de remolcadores de escolta se construyó hace más de 20 años, en un futuro próximo tendrán que ser sustituidos por otros más eficientes y versátiles por lo que, a la vista de las características de los remolcadores *Rotor Tug*, estimamos que su demanda aumentará de forma exponencial ya que todos los operadores pretenden tener en sus flotas remolcadores multi-propósito o versátiles capaces de efectuar ambas asistencias (portuarias y de escolta) y, preferiblemente, con las mismas capacidades en todo el rango de velocidades independientemente del lugar donde se pueda llevar a cabo (zonas abiertas o protegidas).

En cualquier caso, resulta necesario subrayar que la importancia de la mayor o menor versatilidad de un remolcador ha de tener su fundamento referido a las particularidades meteorológicas de la zona en la que va a operar, el tipo de buques que acoge ese puerto o navegan por esa zona y las velocidades que mantienen a lo largo de toda la asistencia que va a prestar.

Aunque el hecho de que el remolcador *Rotor Tug* disponga de dos puntos de remolque, y por tanto dos maquinillas *Render-Recover* con sus correspondientes líneas de remolque, hace que suponga una mayor inversión inicial y de mantenimiento durante su vida útil si se compara con los remolcadores *tractor Voith* y *ASD*, es aquí precisamente donde radica su versatilidad y, tal como se ha establecido inicialmente, el objeto del presente estudio es proponer un remolcador que garantice en todo momento la seguridad del remolcador y del buque asistido y, con ello, del medio ambiente y demás elementos materiales y personales, priorizando de esta forma la seguridad sobre el coste económico. En cualquier caso, se considera que en el supuesto de que se decidiese disponer de remolcadores genuinos de escolta (no disponibles actualmente en el puerto de La Coruña) y mantener los portuarios, los costes operativos y de mantenimiento, como mínimo, se duplicarían y, en cualquier caso, serían superiores al hecho de disponer de remolcadores versátiles válidos para las dos tareas.

Además, los estudios comparativos efectuados entre remolcadores *ASD* y *Rotor Tug* con la misma potencia instalada durante un periodo mínimo de dos años trabajando en un área de operación semejante, demostraron que ambos remolcadores consumían aproximadamente la misma cantidad de combustible.

10.5 PROPUESTA DE DISEÑO DE REMOLCADOR *ROTOR TUG*

Tras el estudio comparativo del remolcador *Rotor Tug* respecto a los tipos de remolcadores de escolta *tractor Voith* y *ASD* y habiendo optado por el primero, por los motivos expuestos desde los puntos de vista náutico y de la seguridad, como el más adecuado y versátil para su implantación en el puerto exterior de La Coruña y llevar a cabo labores genuinas de escolta (inéditas en este puerto) y portuarias, se pretende aquí elaborar una aproximación a un diseño de este tipo de remolcador que contemple aquellos aspectos que, tras un análisis de toda la información manejada, se considera que debería incorporar, todo ello con el objetivo de que sirva de base para futuras investigaciones que permita validar las modificaciones de diseño que se proponen.

Para establecer, aunque sea de forma aproximada, las características del remolcador propuesto es necesario determinar el tamaño máximo de buque asistido con el que tiene previsto operar. De esta forma, siguiendo una estrategia realista a medio plazo y consultada con los prácticos, se estima que el tamaño máximo del petrolero que acceda al puerto exterior de La Coruña puede establecerse en 200.000 tons de peso muerto.

Al no disponer de medios para llevar a cabo un estudio particularizado con un programa *CFD* validado o una prueba real en este puerto, se opta por utilizar el gráfico de la OMI visto en el apartado 7.5.2 del Capítulo VII de la presente Tesis y, en base al cual, para este buque de 200.000 tons de peso muerto se recomienda que el remolcador propuesto sea capaz de generar 125 *TSP* “Tonnes of Steering Pull” a 10 nudos (125, 10).

Consideramos que su eslora debería estar más próxima a los 30 m habituales de los remolcadores portuarios que a los 40 m típicos de los remolcadores genuinos de escolta, ya que un remolcador de grandes dimensiones puede provocar ciertas limitaciones durante las asistencias portuarias en el nuevo puerto exterior de La Coruña.

Como tendrá que prestar las asistencias dinámicas genuinas de escolta, es necesario que disponga de una manga lo suficientemente importante para tener un *GM* relativamente alto (en torno a 3 m) y operar con la máxima seguridad en mar abierto, aunque este *GM* tampoco debe ser demasiado alto y que haga incómoda la vida de la tripulación a bordo. El valor concreto del *GM* deberá definirse en función del resultado de los análisis de simulación de este remolcador y de las características de los buques de mayores dimensiones que vaya a prestar asistencia,

establecido en este caso en 200.000 tons de peso muerto, y de las condiciones meteorológicas más frecuentes que se dan en este puerto.

Aunque la eficiencia del remolcador para generar fuerzas sobre el remolque a altas velocidades no depende del *bollard pull*, este parámetro sí es importante en la fase portuaria en la que el buque asistido está a muy bajas velocidades o parado, para contrarrestar los efectos que tienen sobre él los agentes meteorológicos. De esta forma, la potencia instalada necesaria estará determinada por el tiro avante mínimo específico que se estime necesario en este puerto en función del tamaño de los buques asistidos y las condiciones meteorológicas predominantes.

Teniendo en cuenta la eficiencia del diseño revolucionario de remolcador *Rotor Tug* en la versión versátil que se propone en esta Tesis, se considera que un *bollard pull* de 80 tons debe ser más que suficiente para lograr esas 125 TSP “Tonnes of Steering Pull” en unas pruebas reales (10 nudos), que es el umbral superior recomendado por la OMI para el petrolero de 200.000 tons de peso muerto.

Cuanto mayor sea el desplazamiento del remolcador y menor el empuje generado por sus propulsores, mayor será la distancia que necesita de parada, y por tanto tendrá más restricciones a la hora de operar en las zonas portuarias restringidas. De este modo, para alcanzar la máxima eficiencia portuaria, el remolcador tendría que tener el mínimo desplazamiento, cumpliendo siempre con una estabilidad adecuada, y la máxima capacidad de empuje, aunque lo primero va en detrimento de sus capacidades como remolcador de escolta, encontrándonos en una situación de compromiso para ambas asistencias que el remolcador de escolta versátil propuesto debe solventar disponiendo, si cabe, de mayor capacidad de generación de fuerzas de empuje en cualquier dirección.

Con el remolcador *Rotor Tug* y la instalación de un quillón retráctil “*retractable skeg*” a popa de la hélice acimutal de popa, que se puede desplegar en las tareas de escolta y replegar en las portuarias, se evita la situación de compromiso que se genera en los remolcadores *tractor Voith* con el quillón “*skeg*” y en el *ASD* con la quilla de cajón “*box keel*” dado que, con carácter general, los remolcadores genuinos de escolta tienen estos apéndices sobredimensionados para generar las máximas fuerzas durante la escolta con los métodos dinámicos a altas velocidades, mientras que en los remolcadores portuarios estos mismos apéndices resultan perjudiciales ya que aumentan la resistencia al avance y con ello reducen su velocidad, aumentan el tiempo de reacción y sufren una inestabilidad de rumbo por la influencia de los filetes líquidos de la estela de la hélice del buque incidiendo sobre los mismos.

De esta forma, con el quillón retráctil el remolcador *Rotor Tug* dispone, en general, de una mayor maniobrabilidad y eficiencia en el remolque de escolta a altas velocidades que los remolcadores *tractor Voith* y *ASD*, al tener la capacidad de disponer a voluntad de una superficie lateral de obra viva mayor mientras opera con los métodos indirectos de asistencia,

pero manteniendo una maniobrabilidad extraordinaria en todo el rango de velocidades, para lo cual repliega el quillón en las operaciones de la fase portuaria a bajas velocidades al objeto de reducir el tiempo de respuesta a cualquier desplazamiento. De esta forma, el remolcador combina perfectamente las cualidades contradictorias que se requieren en las asistencias portuarias y en el remolque de escolta, consiguiendo un remolcador versátil y “universal” con un excelente rendimiento en ambos tipos de asistencia.

La tripulación mínima de seguridad de un buque habitualmente está definida por la normativa nacional e internacional y, si se trata de un remolcador, junto con las características básicas de operación. En el caso que nos ocupa del puerto exterior de La Coruña, donde la duración de la asistencia de escolta del remolcador versátil durante la aproximación del buque puede ser de tan solo unas pocas horas, con la posterior asistencia portuaria, se entiende que la tripulación mínima, al igual que la inmensa mayoría de los remolcadores portuarios, estaría formada por tres personas, considerado un número habitual desde la aparición de los remolcadores de propulsión omnidireccional con controles remotos desde el puente de las líneas de remolque y las maquinillas *Render-Recover* eléctricas. Estas maquinillas deben almacenar cabos de remolque *HMPE* sin calabrotes “*stretcher*” y la de popa debe de ser redundante por considerarse el punto de remolque principal.

Tal y como se ha mencionado anteriormente, como la instalación de maquinillas *Render-Recover* eléctricas junto con cabos de remolque íntegramente *HMPE* puede dar lugar a ciertas reticencias por parte de los operadores de los remolcadores, básicamente por el salto cualitativo y tecnológico que supone respecto a la situación actual, una solución intermedia sería incorporación a las maquinillas tradicionales o de tensión constante trabajando con los cabos híbridos denominados *Fusion-12TM* del fabricante *Samson*, que proporcionan las ventajas de elasticidad y absorción de la tensión de los cabos tradicionales de poliéster, y las ventajas de peso ligero y elevada resistencia características de los cabos *HMPE*.

Las formas del casco de los remolcadores de última generación son casi planas y se unen con diferentes inclinaciones “*multi-chine hull*” para darle el diseño final deseado, lo que permite ahorrar costes constructivos sin que esto suponga una pérdida sustancial de la eficiencia hidrodinámica, e incluso mejora el comportamiento del remolcador ante el balance. Además, el diseño de remolcador propuesto también debería de estar provisto con “*sponsons*” en los laterales del casco (a partir de la línea de flotación y hasta el trancanil) para mejorar la flotabilidad y estabilidad (momento adrizante) cuando escora con los métodos indirectos de asistencia.

Dado que es posible que el remolcador también tenga que efectuar operaciones de empuje sobre el costado del buque asistido (principalmente cuando utilice el método de empujar-tirar o “*push-pull method*”), las zonas de proa y popa deben tener muy pocos finos para conseguir una superficie con una curvatura lo suficientemente amplia como para servir de soporte de unas

defensas grandes y resistentes. No obstante, como se trata de un remolcador de propulsión omnidireccional, las amuradas también deben estar diseñadas con la suficiente resistencia para, además de proteger a la tripulación de los golpes de mar, alojar a las defensas por toda su periferia, aunque generalmente a lo largo de los costados serán de menores dimensiones que a proa y popa, por la ubicación de los sistemas de propulsión en la cabeza opuesta respecto a la cabeza de trabajo o empuje (los tipo *tractor* tienen las defensas de mayores dimensiones a popa y los *ASD* a proa, por ser sus respectivas cabezas de empuje). En el caso del remolcador *Rotor Tug* propuesto, dado que tiene los sistemas de propulsión a proa y a popa, las cabezas de trabajo de empuje son a popa y proa respectivamente, de ahí que deba disponer de defensas igualmente resistentes en ambas cabezas.

Al mismo tiempo, para reducir o incluso minimizar los posibles daños en las amuradas mientras está empujando sobre el casco del buque, es conveniente que éstas se construyan ligeramente desplazadas e inclinadas hacia adentro respecto a la vertical del costado, facilitando al mismo tiempo el embarque y desembarque de los tripulantes del remolcador.

El remolcador propuesto debe tener el suficiente francobordo para impedir el embarque de agua en cubierta con frecuencia durante la asistencia de escolta, y disponer de un margen de estabilidad suficiente que le permita operar con seguridad fuera de zonas portuarias a altas velocidades en condiciones de mal tiempo.

Por otra parte, tal y como hemos visto a lo largo de esta investigación, uno de los cometidos del típico quillón de los remolcadores tipo *tractor*, además de aumentar la superficie lateral de la obra viva y mejorar la estabilidad de rumbo, es desplazar el centro de presión lateral CPL hacia popa, en la dirección del punto de remolque y en la dirección opuesta a la situación la propulsión. De este modo, cuanto menor sea la distancia o brazo entre el punto de remolque y el CPL, mayor será el brazo del empuje de las hélices respecto al CPL por lo que el remolcador necesita emplear menos potencia para mantenerse en la posición de equilibrio respecto al flujo de agua. Exactamente por el mismo motivo, los remolcadores *ASD* instalan las quillas de cajón y bulbos a proa, esto es, para desplazar el CPL hacia proa y aumentar su distancia respecto a los propulsores instalados a popa.

Teniendo en cuenta lo anteriormente expuesto, el remolcador *tractor Voith* debería tener el CPL situado lo más a popa posible (aunque no más hacia popa que el punto de remolque) por lo que desde este punto de vista, la instalación de un bulbo a proa resultaría perjudicial al aumentar la superficie lateral del remolcador hacia proa y consecuentemente desplazar el CPL en esta dirección, necesitándose más potencia de las hélices para alcanzar la posición de equilibrio

durante los métodos indirectos de asistencia de escolta¹⁴. Por analogía en este razonamiento, el bulbo de proa resulta beneficioso en los remolcadores *ASD*.

No obstante, el bulbo también origina una serie de ventajas en el remolcador *tractor Voith*, y éstas se producen como consecuencia de la disminución de la resistencia generada por formación olas y de la mejora del comportamiento general del remolcador en la mar y navegando entre olas en condiciones de mal tiempo. Por tanto, se produce una situación de compromiso donde todo parece indicar que la instalación del bulbo solamente resulta ventajosa en aquellos remolcadores que tengan que desplazarse grandes distancias efectuando una escolta activa por la popa del buque asistido y navegando a la velocidad para la que está específicamente diseñado, por lo que teniendo en cuenta el pequeño tramo de navegación de escolta que tiene que efectuar el remolcador propuesto en el puerto exterior de La Coruña, se entiende que su instalación, en este caso, no resulta necesaria.

En cuanto a la fuente de energía utilizada en el remolcador propuesto para cumplir con la legislación cada día más exigente en relación con los temas medioambientales y enfocada a la reducción de combustibles fósiles y emisiones nocivas a la atmósfera, se opta por un sistema híbrido (diésel-eléctrico) por su eficiencia y versatilidad contrastada y la viabilidad de aplicación inmediata, descartando la opción de utilizar *LNG* por no disponer a medio plazo de la infraestructura mínima necesaria para la toma de combustible en el puerto de La Coruña o en sus proximidades.

El sistema híbrido puede satisfacer de forma eficiente las demandas del sistema de propulsión y servicios del remolcador usando ambas fuentes de energía de forma combinada, diésel y eléctrica. La optimización de la operación de los motores diésel al trabajar en los rangos de eficiencia óptimos es un factor importante en la reducción del consumo ya que si trabajan por debajo de esos rangos (por ejemplo, en modo tránsito), el consumo específico de fuel es menos eficiente. Además, la incorporación de un sistema de baterías de litio permite atender las demandas de potencia eléctricas sin necesidad de poner en marcha los motores diésel, todo lo cual contribuye a la reducción del consumo de fuel.

El remolcador debe contar con un sistema de gestión de la potencia que se adapte a las exigencias de propulsión e integre el control de todos los dispositivos eléctricos y mecánicos para establecer los modos óptimos de potencia.

La capacidad de proporcionar la potencia necesaria empleando un solo motor diésel y durante el mínimo tiempo posible origina una reducción importante del número de horas de funcionamiento de los motores y por tanto, un aumento del tiempo transcurrido entre las revisiones y mantenimiento programado (reducción de consumibles como filtros, aceite, etc.).

¹⁴ No obstante, el hecho de que las hélices tengan que generar un empuje mayor, tiene la ventaja de que éstas también generan un momento adrizante más alto, por lo que desde este punto de vista la instalación del bulbo sería ventajoso para contrarrestar parcialmente la resultante del momento escorante.

Aparte de los tres MM.PP. diésel, se pueden instalar tres motores-generadores situados entre los MM.PP. y los propulsores, que pueden actuar como elementos generadores de potencia de las hélices o como elementos pasivos en los ejes permitiendo que los MM.PP. propulsen al remolcador de forma convencional mediante un baipás de todos los controles híbridos. En algunos casos, cuando los MM.PP. están acoplados a los ejes, estos motores-generadores pueden actuar como generadores proporcionando la energía eléctrica al sistema y servicios.

El remolcador constaría de dos grupos electrógenos que proporcionarían la potencia eléctrica necesaria para el sistema de propulsión, servicios y la carga de las baterías híbridas de litio y, en función del modo de operación, el capitán determinaría el número de grupos electrógenos operativos, por lo que se trata de un remolcador altamente configurable en cuanto al modo de operación.

La energía necesaria en los periodos en los que se solicita poca potencia la suministran las baterías híbridas, de tal forma que cuando alcanzan un nivel predeterminado de descarga, arranca un grupo electrógeno y genera la potencia necesaria para el sistema de propulsión, servicios e incluso para recargar las baterías.

El remolcador híbrido se caracteriza por reducir el consumo de combustible y las emisiones nocivas a la atmósfera combinando motores eléctricos y alternadores acoplados a las líneas de ejes, complementados por un sistema de baterías y gestionados por un sistema de gestión de la potencia inteligente.

10.6 DIRECTRICES DE LAS FUTURAS INVESTIGACIONES

Desde la introducción en 1993 del primer remolcador con propulsión omnidireccional en La Coruña (que también fue el primero de España), el *tractor Voith “Sertosa Veintiséis”*, se produjeron grandes avances en el mundo del remolque. Sin embargo, en la actualidad en el puerto interior de La Coruña, la asistencia de acompañamiento por la proa del buque y a cierta distancia del mismo sin dar el remolque y denominada como de “escolta” (al no tratarse de un remolque de escolta genuino) está siendo efectuada por el remolcador portuario *tractor Voith “Sertosa Veintiocho”* construido hace más de 20 años y, entre otras cosas, sin una maquinilla especialmente indicada para la escolta según el estado del arte (*Render-Recover*) motivo por el que, en nuestra opinión, con el objetivo de mejorar la seguridad de las nuevas operaciones en el nuevo puerto exterior de La Coruña a donde se tienen previsto trasladar las terminales de graneles líquidos y sólidos y, por tanto a donde atracarán los buques tanque y *bulk-carriers* de mayores dimensiones, estimamos que se hace necesaria una actuación a corto plazo en el sentido de modernizar la flota e implementar el remolque genuino de escolta como una parte integral del sistema de seguridad del puerto, con un mismo remolcador versátil que también

tenga la capacidad de efectuar las asistencias portuarias con la máxima eficiencia, e incluso mejorar las de los actuales, ya que las 45 tons de *bollard pull* generadas por el *tractor Voith “Sertosa Veintiocho”* se presentan como escasas para asistir a los buques de las dimensiones que tiene previsto albergar este puerto (un máximo de 200.000 tons de peso muerto de acuerdo a las informaciones de los prácticos).

Con el empleo de remolcadores versátiles se consigue responder a la presión generalizada de reducir el número de remolcadores por maniobra para reducir los costes y el tiempo de ejecución de la misma, empleando menos pero más potentes, maniobrables y que proporcionan un mayor nivel de seguridad al generar mayores fuerzas de gobierno y frenado sobre el buque en todo el rango de velocidades.

Para conseguir todo lo anteriormente mencionado consideramos que, cuando la Autoridad Portuaria saque a concurso la siguiente autorización para la prestación de servicios de remolque, debería incluir parámetros adicionales que tuvieran en cuenta el remolque genuino de escolta, el cual tiene que prestarse por remolcadores de escolta con la notación correspondiente de la Sociedad de Clasificación, con capacidad para aplicar los métodos dinámicos de asistencia a altas velocidades y con la suficiente maniobrabilidad y *bollard pull* para llevar a cabo al mismo tiempo las asistencias portuarias de manera eficiente.

De lo contrario, a la vista del incremento del tamaño de los buques asistidos que tienen previsto operar en el puerto exterior de La Coruña y del aumento de su velocidad mínima de gobierno con la que debe entrar en dicho puerto para garantizar una maniobra segura con el objetivo de poder contrarrestar los efectos meteorológicos reinantes (viento y corriente), no hace más que aumentar el riesgo y las posibles consecuencias en caso de una emergencia a bordo del mismo relacionada con una avería en el sistema de propulsión y/o gobierno o un fallo humano, con graves riesgos materiales, personales y para el medio ambiente.

Gracias al desarrollo exponencial de la informática de los últimos años, actualmente las pruebas llevadas a cabo en simuladores han alcanzado un nivel de perfección tal que muchos de los estudios comparativos, valoraciones y estudios de viabilidad como los efectuados en el puerto exterior de La Coruña y analizados en esta Tesis, se basan en los resultados obtenidos de las mismas e incluso en ocasiones están validados por las Sociedades de Clasificación. Esto supuso sin duda un gran avance pues, sin menoscabo de la extraordinaria importancia que tienen las pruebas reales empíricas que confirmen los resultados obtenidos en los simuladores, el hecho de proponer y construir un remolcador de escolta para una zona específica de operación, con la inversión que esto supone, sin disponer de un soporte previo que garantice la viabilidad del proyecto mediante simulaciones de fiabilidad contrastada, puede hacer que el proyecto no salga adelante o incluso ni se plantee, ya que se correría el riesgo de tener que enfrentarse a una situación en la que tenemos un remolcador construido *ad hoc* que no es válido o capaz de hacer frente a las demandas inicialmente planteadas.

Por tanto, una vez establecidas sus dimensiones, en este punto consideramos fundamental efectuar estudios de viabilidad y pruebas en simuladores con el remolcador *Rotor Tug* propuesto y con el equipo adecuado como maquinillas *Render-Recover* eléctricas, en base a las dimensiones del tamaño máximo de buque previsto, las condiciones meteorológicas más frecuentes y las condiciones reales geográficas de acceso al puerto, una vez efectuadas las labores de dragado oportunas, de forma similar a las pruebas simuladas que se llevaron a cabo con un remolcador genuino de escolta *ASD* de 75 tons de *bollard pull*, en las que quedó demostrado que este remolcador, bajo determinadas circunstancias meteorológicas, no podía garantizar la seguridad del buque tras una avería en el sistema de propulsión y/o gobierno, y no era válido para las asistencias portuarias.

Este diseño que se propone de manera fundamentada para el estudio de su viabilidad mediante programas *CFD* o similares con las características que a continuación se mencionan¹⁵, está basado en cuanto a las formas en el diseño *ART 100-37* de *Robert Allan Ltd.* con alguna pequeña modificación para tratar de ser consecuente con las características de diseño que finalmente estimamos que serían las más apropiadas dados los requisitos planteados en esta investigación a la hora de proponer un remolcador, muy en especial, la versatilidad del mismo para que pudiera trabajar de modo efectivo en las tareas de remolque genuino de escolta pero al mismo tiempo como remolcador de puerto en las maniobras de atraque y desatraque, lo que finalmente nos lleva también a proponer unas dimensiones más acordes con el diseño *ART 80-32* teniendo en cuenta que basados en las características de este remolcador y las *TSP* que es capaz de generar, estimamos que estarían por encima de las necesidades planteadas de acuerdo a los requisitos de la OMI tomando en consideración el tamaño máximo de buque que operará en este puerto.

Las características principales del remolcador versátil propuesto serían las siguientes:

▪ Clasificación	Portuario y de escolta
▪ Eslora total	32,0 m
▪ Manga	12,5 m
▪ Calado máxima carga	6,30 m
▪ Velocidad máxima	14 nudos
▪ BP adelante	80 tons
▪ BP atrás	80 tons
▪ TSP	> 140 tons

¹⁵ Las características de este diseño a partir de las cuales se propone su estudio, estimamos que estarían bastante por encima de los parámetros mínimos exigidos a los que hemos hecho mención anteriormente pero, deliberadamente, se ha decidido optar en este punto por un margen de seguridad relativamente amplio que podría quizá aquilatarse una vez que los cálculos *CFD* (que hubieran sido aprobados por una Sociedad de Clasificación como es el caso de algunos diseños específicos de *Robert Allan Ltd.*) demostraran que efectivamente se podría cumplir con esos mínimos rebajando algunas de las características.

- **GT** 491
- **Propulsión** Híbrida (mecánica-eléctrica).
Motores diésel 3 x 1.900 kW.
Motores/alternadores eléctricos 3 x 540 kW y grupos
electrógenos con baterías de litio. Hélices *CPP*.
- **Maquinillas** 1 eléctrica simple a proa y 1 eléctrica doble a popa
(*Render-Recover*).
- **FiFi** Bomba única de 2.850 m³/h acoplada a un motor (*PTO*).
Monitores 2 x 1.200 m³/h. Sistema de espuma con
capacidad de 3.000 m³/h desde el monitor de estribor.
- **Quillón** 1 retráctil a popa en la línea de crujía.

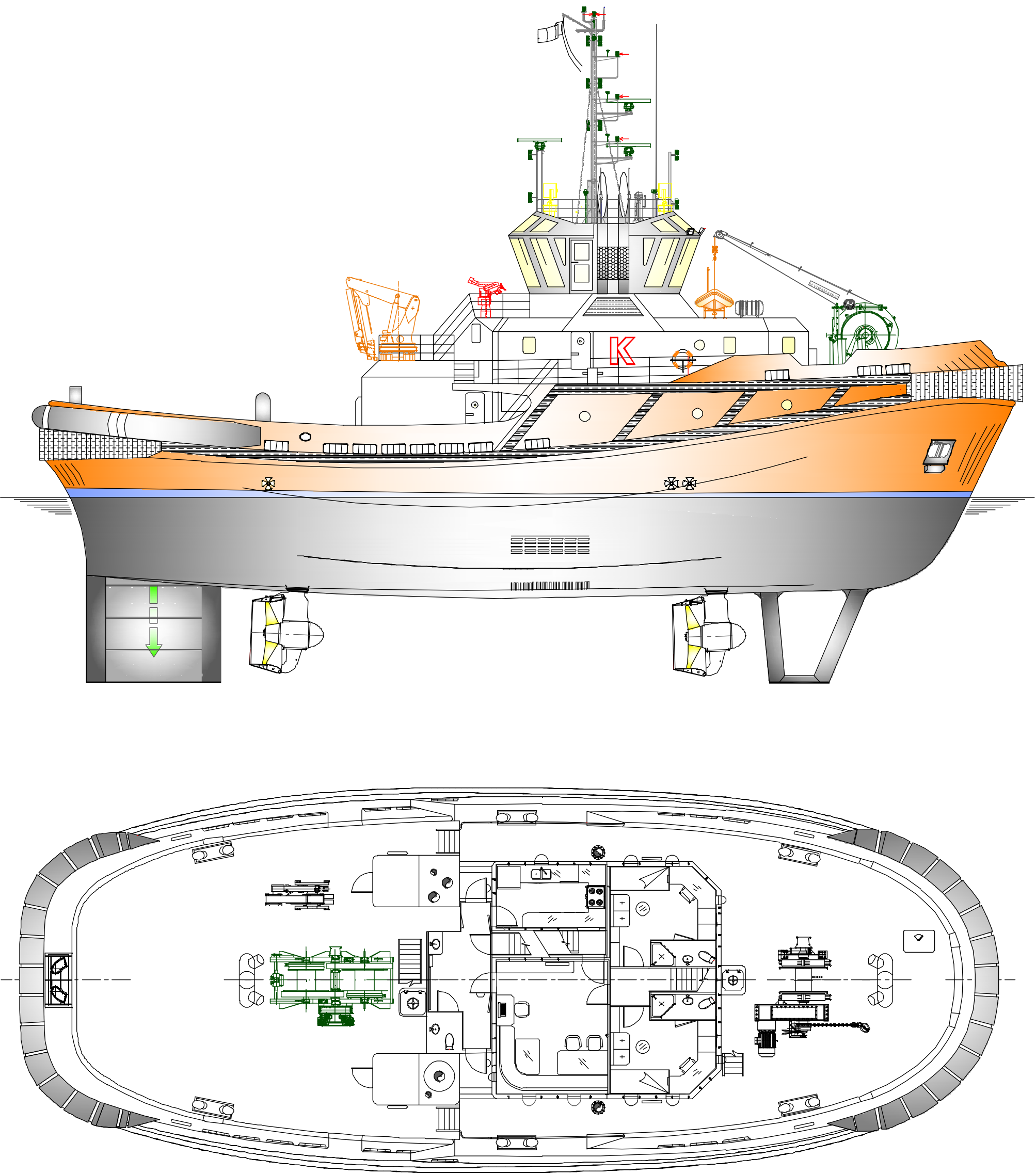


Figura 10.5 Diseño propuesto de remolcador Rotor Tug, partiendo de una serie de modificaciones efectuadas al ART 100-37 y que fueron adaptadas aproximadamente a las dimensiones del ART 80-32.
Fuente: Robert Allan Ltd. Dibujo: Santiago I. Baniela.

CAPÍTULO XI. BIBLIOGRAFÍA

11.1 ARTÍCULOS DE LAS CONVENCIONES ITS

- [1.] Allan, R. (1998). “Developments in Escort Tug Technology” in *The 15th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Cape Town. Thomas Reed Publications, Wiltshire, UK, 1999. Day 3. Paper No. 4. pp. 127-136.
- [2.] Allan, R. G. (2016). “The State of Tug Safety Today” in *The 24th International Tug, Salvage & OSV Convention and Exhibition*. Boston. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2016. Day 1. Paper 2. pp. 25-36.
- [3.] Allan, R.; Barber, T. and Van Kasteren, J. (2012). “The ART 85-35 Class Offshore Support Rotor Tug Fleet for Port Hedland, Australia” in *The 22nd International Tug, Salvage & OSV Convention and Exhibition*. Barcelona. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2012. Day 2. Paper No. 4. pp. 155-170.
- [4.] Allan, R.; Bartels, J.E. and Molyneux, D. (2000). “The Development of a New Generation of High-Performance Escort Tug” in *The 16th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Jersey. Complete papers and discussions. Thomas Reed Publications, Wiltshire, UK, 2000. Day 1. Paper No. 6. pp. 57-70.
- [5.] Allan, R.G. (2006). “A Proposal for Harmonised International Regulations for the Design and Construction of Tugboats” in *The 19th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Rotterdam. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2006. Day 1. Paper No. 6. pp. 51-70.
- [6.] Altus, J.; Davis, G.; Westmark, C.; Griffin, B.; Longerich, R. and Rezanka, T. (2008). “Use of Tension Monitors, Data Acquisition Technology and HMPE Ropes on Omnidirectional Tugs” in *The 20th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Singapore. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2008. Day 3. Paper No. 5. pp. 213-229.
- [7.] Amundsen, C.J. (2000). “Optimised Escort Tug for Norsk Hydro's Sture Terminal” in *The 16th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Jersey. Complete papers and discussions. Thomas Reed Publications, Wiltshire, UK, 2000. Day 1. Paper No. 5. (Part 2). pp. 47-56.
- [8.] Banks, G. (1996). “Escort Tugs Performance Comparisons” in *The 14th International Tug and Salvage Convention*. Seattle. Thomas Reed Publications, Surrey, UK, 1996. Day 3. Paper No. 2. pp. 139-162.
- [9.] Bartels, J.E. and Jürgens, D. (2004). “Latest Developments in Voith Schneider Propulsion Systems” in *The 18th International Tug & Salvage Convention and*

- Exhibition*. Miami. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2004. Technical Workshop Day 2. Paper No. 6. pp. 151-159.
- [10.] Bartholomew, C.A. (1990). "The United States Navy Versus Major Commercial Oil Spills" in *11th International Tug Convention and Marine Salvage Symposium*. Halifax, Nova Scotia. Complete papers and discussions fully illustrated. Thomas Reed Publications, Surrey, UK, 1990. Day 1. Paper No. 3. pp. 29-38.
- [11.] Beyer, R. (1982). "Latest developments of Becker-Rudders for increasing the economy of tugs" in *7th International Tug Convention*. London. Complete papers and discussions fully illustrated. Thomas Reed Publications, London, 1982. Day 3. Paper No. 4. pp. 131-143.
- [12.] Birmingham R. and Grimwade, J. (1998). "Stopping Distance Estimations for Indirect Mode Tug Operations" in *The 15th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Cape Town. Thomas Reed Publications, Wiltshire, UK, 1999. Day 1. Paper No. 7. pp. 59-64.
- [13.] Boudesteijn, C.; Mathot J.; Jong, J. and Quadvlieg, F. (2010). "Damen ATD Tug 2412 Twin Fin Concept" in *The 21st International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Vancouver. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2010. Day 3. Paper No. 7. pp. 291-300.
- [14.] Brandner, P. and Tasker, R. (1994). "Performance and Effectiveness of Omni-Directional Stern Drive Tugs" in *The 13th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Southampton. Thomas Reed Publications, Surrey, UK, 1995. Day 3. Paper No. 2. pp. 103-120.
- [15.] Busch, T.; Van Buskirk, J. and Gray, D.L. (2002). "Performance and Operations Evaluation of the Crowley VSP Enhanced Tractor Tug Nanuq and Tan'erliq, Using a Radio Controlled Scale Model" in *The 17th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Bilbao. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2002. Day 1. Paper No. 5. pp. 49-62.
- [16.] Cavalier, D. and Caughlan, S. (2008). "Design of a Low Emissions Harbour Tug" in *The 20th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Singapore. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2008. Day 2. Paper No. 7. pp. 163-168.
- [17.] Cohen, M. (1990). "In the Wake of the Exxon Valdez. The Oil Pollution Act of 1990. An Analysis" in *11th International Tug Convention and Marine Salvage Symposium*. Halifax, Nova Scotia. Complete papers and discussions fully illustrated. Thomas Reed Publications, Surrey, UK, 1990. Day 1. Paper No. 2. pp. 5-28.
- [18.] Cohen, M. (1992). "Update on OPA 90. Report from the United States" in *12th International Tug & Salvage Convention*. Genova. Complete papers and discussions

- fully illustrated. Thomas Reed Publications, London, 1992. Day 4. Paper No. 3. pp. 213-215.
- [19.] Crump, T.; Volpenhein, K.; Sherman, D. and Chou, R. (2008). “Abrasion and Fibre Fatigue in High Performance Synthetic Ropes for Ship Escort and Berthing” in *The 20th International Tug and Salvage Convention*. Singapore. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2008. Day 3. Paper No. 4. pp. 205-212.
- [20.] De Jong J.; Hydra, R.; Hoogendoorn, D.; Baffa, J. and Van Koperen, R. (2012). “Damen ASD Tug 3212 Escort - Hardware for Pushing and Pulling in Offshore Conditions” in *The 22nd International Tug, Salvage & OSV Convention and Exhibition*. Barcelona. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2012. Day 2. Paper No. 1. pp. 117-128.
- [21.] De Jong, G. (2014). “New Regulations for Towing and Anchor-Handling Vessels: The Future is Now” in *The 23rd International Tug, Salvage & OSV Convention and Exhibition*. Hamburg. Complete Papers and Discussions. The ABR Company Ltd. Wiltshire, UK, 2014. Day 3. Paper 1. pp. 169-189.
- [22.] Degroote, D. and Van Koperen, R. (2014). “Fuel Economy: Hybrid Solutions and Beyond” in *The 23rd International Tug, Salvage & OSV Convention and Exhibition*. Hamburg. Complete Papers and Discussions. The ABR Company Ltd. Wiltshire, UK, 2014. Day 1. Paper 8. pp. 77-88.
- [23.] Dielen, B. and Van Gruijthuijsen, W. (2012). “The Efficient Double-Ended Dynamic (EDDY) Tug Explained” in *The 22nd International Tug, Salvage & OSV Convention and Exhibition*. Barcelona. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2012. Day 3. Paper No. 1. pp. 193-199.
- [24.] Dielen, B. and Van Gruijthuijsen, W. (2014). “EDDY TUG: From Concept to Reality” in *The 23rd International Tug, Salvage & OSV Convention and Exhibition*. Hamburg. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2014. Day 2. Paper 4. pp. 121-131.
- [25.] Dielen, B. and Van Gruijthuijsen, W. (2016). “EDDY Tug – Looking Back While Moving Forward” in *The 24th International Tug, Salvage & OSV Convention and Exhibition*. Boston. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2016. Day 3. Paper 8. pp. 263-272.
- [26.] Dockerty, G. (2016). “The Small Scale LNG Supply Puzzle: The Future of Gas as a Marine Fuel in the Tug and OSV Sector” in *The 24th International Tug, Salvage & OSV Convention and Exhibition*. Boston. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2016. Day 2. Paper 3. pp. 111-124.

- [27.] Dunstan, N. and Levander, O. (2008). “LNG - Fuelled Hybrid Tug Concept” in *The 20th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Singapore. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2008. Day 2. Paper No. 6. pp. 157-162.
- [28.] Durar, B.F. (2006). “High Tech Winches: Understanding, Application and Operation” in *The 19th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Rotterdam. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2006. Technical Workshop Day 2. Paper No. 3. pp. 137-141.
- [29.] Faber, G. and Aspin, J. (2008). “The Foss Hybrid Tug: From Innovation to Implementation” in *The 20th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Singapore. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2008. Day 2. Paper No. 5. pp. 149-156.
- [30.] Faust, T.J. (1982). “Development and operation of Faustug America’s first tractor tug fleet” in *7th International Tug Convention*. London. Complete papers and discussions fully illustrated. Thomas Reed Publications, London, 1980. Day 3. Paper No. 1. pp. 101-109.
- [31.] Gale, C.; Eronen, H.; Hellevaara, M. and Skogman, A. (1994). “Perceived Advantage of Z-Drive Escort Tugs” in *The 13th International Towage and Salvage Convention*. Southampton. Thomas Reed Publications, Surrey, UK, 1995. Day 3. Paper No. 7. pp. 163-176.
- [32.] Gray, J.M. and Doris, H. (1982). “Tug selection” in *7th International Tug Convention*. London. Complete papers and discussions fully illustrated. Thomas Reed Publications, London, 1982. Day 1. Paper No. 2. pp. 3-12.
- [33.] Griffin, B. (2004). “Ship Assist and Escort Winches for Dynamic Seas: the ARR Winch for Crowley Maritime tug Response” in *The 18th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Miami-USA. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2004. Technical Workshop Day 2. Paper No. 1. pp. 119-126.
- [34.] Guldner, T. (2016). “Safety and LNG Bunkering” in *The 24th International Tug, Salvage & OSV Convention and Exhibition*. Boston. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2016. Day 1. Paper 9. pp. 91-96.
- [35.] Hayman, S. and Reynolds Boyd, E. (2010). “The Foss Hybrid Tug: The Journey to the Future” in *The 21st International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Vancouver. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2010. Day 2. Paper No. G3. pp. 155-158.
- [36.] Hilmar Hansen, R. (2004). “DNV Towing Recommendations” in *The 18th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Miami. Complete papers and

- discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2004. Day 1. Paper No. 7. pp. 69-74.
- [37.] Hooker, J. (2000). "Latest Synthetic Fibre Rope Developments in the Towage Industry" in *The 16th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Jersey. Complete papers and discussions. Thomas Reed Publications, Wiltshire, UK, 2000. Day 1. Paper No. 9. pp. 85-89.
- [38.] Hvide, E. (1998). "The Ship Docking Module (SDM)" in *The 15th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Cape Town. Thomas Reed Publications, Wiltshire, UK, 1999. Day 1. Paper No. 6. pp. 47-58.
- [39.] Hystad, G. (2002). "Towing Winches" in *The 17th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Bilbao. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2002. Day 3. Paper No. 3. pp. 177-182.
- [40.] Jamer, P. and Eldridge, J. (2012). "Conversion of Kotug's RT Adriaan to become Europe's First Hybrid Tugboat" in *The 22nd International Tug, Salvage & OSV Convention and Exhibition*. Barcelona. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2012. Day 3. Paper No. 3. pp. 209-223.
- [41.] Jamieson, R.D. (1982). "Synthetic rope safety programme in the US Navy" in *7th International Tug Convention*. London. Complete papers and discussions fully illustrated. Thomas Reed Publications, London, 1980. Day 1. Paper No. 6. pp. 39-48.
- [42.] Jansen, J. (2000). "Damen ASD Tugs - an Ongoing Development" in *The 16th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Jersey. Complete papers and discussions. Thomas Reed Publications, Wiltshire, UK, 2000. Day 3. Paper No. 2. pp. 103-118.
- [43.] Jansen, M. (2014). "Paradigm Shifts in Tugology" in *The 23rd International Tug, Salvage & OSV Convention and Exhibition*. Hamburg. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2014. Day 3. Paper 8. pp. 245-249.
- [44.] Jarvinen, R. (2006). "Azimuth Thrusters in Ice-going Tugs" in *The 19th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Rotterdam. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2006. Technical Workshop Day 2. Paper No. 4. pp. 143-146.
- [45.] Jensen, G. (2002). "Rudderpropellers for Tugs - developing the state of art" in *The 17th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Bilbao. Complete Papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2002. Technical Workshop. Paper TW7. pp. 161-164.

- [46.] Jukola, H. and Skogman, A. (2002). “Bollard Pull” in *The 17th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Bilbao. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2002. Day 3. Paper No. 5. pp. 189-197.
- [47.] Jürgens, D. (2012). “Voith Schneider Propeller for Offshore Applications - Special Hydrodynamic Effects” in *The 22nd International Tug, Salvage & OSV Convention and Exhibition*. Barcelona. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2012. Day 1. Paper No. 8. pp. 91-98.
- [48.] Kooren, T.; Quadvlieg, F. and Aalbers, A. (2000). “Rotor Tugology” in *The 16th International Tug & Salvage convention and Exhibition*. Jersey. Complete papers and discussions. Thomas Reed Publications, Wiltshire, UK, 2000. Day 1. Paper No. 7. pp. 71-78.
- [49.] Laible, D.H. and Gray, D.L. (1996). “Escort Tug Computer Simulation - Standards and Advances” in *The 14th International Tug and Salvage Convention*. Seattle. Thomas Reed Publications, Surrey, UK, 1996. Day 3. Paper No. 7. pp. 201-208.
- [50.] Lang, S. (1982). “A brief history on the tug from an American viewpoint” in *7th International Tug Convention*. London Complete papers and discussions fully illustrated. Thomas Reed Publications, London, 1982. Day 4. Paper No. 1. pp. 175-196.
- [51.] Lewis, B. (1990). “Training - the Tugmaster / Pilot Interface” in *11th International Tug Convention and Marine Salvage Symposium*. Halifax, Nova Scotia. Complete papers and discussions fully illustrated. Thomas Reed Publications, Surrey, UK, 1990. Day 2. Paper No. 4. pp. 121-126.
- [52.] Livingstone, G. (2016). “Low Speed Tractor/ASD Tug Escort” in *The 24th International Tug, Salvage & OSV Convention and Exhibition*. Boston. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2016. Day 3. Paper 7. pp. 249-262.
- [53.] Livingstone, G. and Livingstone, G. (2012). “Girting/Tripping” in *The 22nd International Tug, Salvage & OSV Convention and Exhibition*. Barcelona. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2012. Day 3. Paper No. 5. pp. 233-243.
- [54.] Lloyd, J.M.R. (2000). “Harbour Tugs - Towline Safety Factors” in *The 16th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Jersey. Complete papers and discussions. Thomas Reed Publications, Wiltshire, UK, 2000. Day 1. Paper No. 8. pp. 79-84.
- [55.] McCorkle, E.; Chou, R.; Stenvers, D.; Smeets, P.; Vlasblom, M. and Grootendorst, E. (2004). “Abrasion and Residual Strength of Fibre Tuglines” in *The 18th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Miami. Complete papers and discussions.

- The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2004. Technical Workshop Day 2. Paper No. 2. pp. 127-131.
- [56.] Messiaen, C. and Berkhoff, M.G. (2012). “Hybrid Battery Propulsion System - A Sustainable and Energy-Conscious Propulsion and Power System” in *The 22nd International Tug, Salvage & OSV Convention and Exhibition*. Barcelona. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2012. Day 3. Paper No. 8. pp. 263-270.
- [57.] Milwee, W.I. (1994). “Living with OPA-90. Salvage Contracting in a Highly Regulated Environment” in *The 13th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Southampton. Thomas Reed Publications, Surrey, UK, 1995. Day 1. Paper No. 5. pp. 29-34.
- [58.] Mulder, C. and Mulligan, M. (2010). “Project to Build a Prototype Hydrogen-Powered Hybrid Electric Tug” in *The 21st International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Vancouver. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2010. Day 2. Paper No. G4. pp. 159-166.
- [59.] Mützelfeldt, P. (1982). “Changes in design, equipment and manning of tractor tugs during the last 15 years” in *7th International Tug Convention*. London. Complete papers and discussions fully illustrated. Thomas Reed Publications, London, 1982. Day 2. Paper No. 2. pp. 63-76.
- [60.] Noble, J.M. (2004). “Bollard Pull - Fact or Fiction. How the experts determine tow requirements” in *The 18th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Miami. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2004. Day 1. Paper No. 8. pp. 75-80.
- [61.] Novotny, A. (2004). “A Spin on Azimuth Thrusters!” in *The 18th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Miami. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2004. Day 3. Paper No. 5. pp. 201-204.
- [62.] Nützelberger, W. (1980). “Diesel Engines in Tugs” in *6th International Tug Convention*. Hamburg. Complete Papers & Discussions fully illustrated. ÇThomas Reed Publications, London, 1980. Day 2. Paper No. 1. pp. 77-86.
- [63.] Nygh, A. (2010). “The Need for a Formal Towage Endorsement on a Master's Certificate of Competency to Operate a Tug” in *The 21st International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Vancouver. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2010. Day 3. Paper No. 3. pp. 261-266.
- [64.] Perry, B.; Roddan, G. and Simmonds, N. (2010). “Lithium Ion - Energy Systems for the Next Generation of Vessels – Power for a Green Future” in *The 21st International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Vancouver. Complete papers and

- p discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2010. Day 2. Paper No. G2. pp. 149-154.
- [65.] Quadvlieg, F. and Kaul, S. (2006). “Development of a calculation program for escort forces of stern drive tug boats” in *The 19th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Rotterdam. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2006. Day 3. Paper No. 2. pp. 165-174.
 - [66.] Roberts, P.; Stenvers, D.; Smeets, P. and Vlasblom, M. (2002). “Residual Strength Testing of Dyneema, Fibre Tuglines” in *The 17th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Bilbao. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2002. Technical Workshop Day 2. Paper No. 4. pp. 145-149.
 - [67.] Rocholl, R.; Jürgens, D.; Palm, P. and Springer, J. (2014). “Deeper Insights into Sea-keeping Behaviour of Tugs Using Enhanced CFD Methods” in *The 23rd International Tug, Salvage & OSV Convention and Exhibition*. Hamburg. Complete Papers and Discussions. The ABR Company Ltd. Wiltshire, UK, 2014. Day 3. Paper 6. pp. 227-235.
 - [68.] Rokstad, J. (2000). “Optimised Escort Tug for Norsk Hydro's Sture Terminal” in *The 16th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Jersey. Complete papers and discussions. Thomas Reed Publications, Wiltshire, UK, 2000. Day 1. Paper No. 5. (Part 1). pp. 41-46.
 - [69.] Scalzo, S. and Hogue, D. (1996). “Escort Tug Performance Results” in *The 14th International Tug and Salvage Convention*. Seattle. Thomas Reed Publications, Surrey, UK, 1996. Day 1. Paper No. 6. pp. 57-74.
 - [70.] Schwandt, R. and Buch, S. (2016). “Hybrid and Diesel-electric Propulsion Systems – Tailor-made Solutions for Every Workboat” in *The 24th International Tug, Salvage & OSV Convention and Exhibition*. Boston. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2016. Day 1. Paper 4. pp. 49-56.
 - [71.] Smoak, J.; Gallardo, B. and Volpenhein, K. (2016). “Safe Operation with Synthetic Fibre Ropes in Dynamic Applications” in *The 24th International Tug, Salvage & OSV Convention and Exhibition*. Boston. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2016. Day 1. Paper 7. pp. 77-84.
 - [72.] Stewart, K. (2016). “It’s All About Bollard Pull” in *The 24th International Tug, Salvage & OSV Convention and Exhibition*. Boston. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2016. Day 1. Paper 6. pp. 65-76.
 - [73.] Toivola, J. (2002). “Newbuilding tugs, operations and related training programme” in *The 17th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Bilbao. Complete

- papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2002. Day 3. Paper No. 4. pp. 183-188.
- [74.] Underhill, R. (2006). "Tug Tow Systems and Planned Maintenance Procedures" in *The 19th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Rotterdam. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2006. Technical Workshop Day 2. Paper No. 2. pp. 129-135.
- [75.] Uotinen, S. and Kallerdahl, O. (2016). "Case Study: LNG Tug – Two Years in Operation" in *The 24th International Tug, Salvage & OSV Convention and Exhibition*. Boston. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2016. Day 2. Paper 5. pp. 141-147.
- [76.] Van der Laan, M. (2002). "Carrousel Tug Design" in *The 17th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Bilbao. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2002. Day 4. Paper No. 4. pp. 233-244.
- [77.] Van Der Lindern, W.; Becker, L.; Caarbat-Visser, J. and Kruyt, B. (2010). "Innovation in Tug Design" in *The 21st International Tug and Salvage Convention*. Vancouver. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2010. Day 1. Paper No. 2. pp. 41-52.
- [78.] Van Der Noordaa, E. and Leenders, E. (2002). "The development of the Damen ASD Tug 2411" in *The 17th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Bilbao. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2002. Technical Workshop Day 3. Paper No. 2. pp. 169-176.
- [79.] Van Erp, R.; Kortekaas, P.; Verlinden, J.; Mathot, J.; Van Koperen, R. and De Vries, P. (2010). "Update of the E3 Tug Development - Economically Viable, Environmentally Friendly, Efficient in Operation" in *The 21st International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Vancouver. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2010. Day 2. Paper No. G1. pp. 143-148.
- [80.] Van Rooij, H. (1996). "OPA '90 - Response or Prevention? – The European Perspective" in *The 14th International Tug and Salvage Convention*. Seattle. Thomas Reed Publications, Surrey, UK, 1996. Day 3. Paper No. 8. pp. 209-212.
- [81.] Vartdal, B.J. and Eknes, A. (2012). "Hybrid Systems - Aiming for a Better Compromise" in *The 22nd International Tug, Salvage & OSV Convention and Exhibition*. Barcelona. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2012. Day 1. Paper No. 9. pp. 99-114.
- [82.] Volpenhein, K.; Huttman, S.J. and Gambell, M. (2014). "Service Life Valuation of High-Performance Towing Gear" in *The 23rd International Tug, Salvage & OSV*

- Convention and Exhibition*. Hamburg. Complete Papers and Discussions. The ABR Company Ltd. Wiltshire, UK, 2014. Day 1. Paper 6. pp. 57-66.
- [83.] Weedle, M. and Towers, J. (1982). “The reverse tractor tug Portland” in *7th International Tug Convention*. London. Complete papers and discussions fully illustrated. Thomas Reed Publications, London, 1982. Day 1. Paper No. 3. pp. 13-22.
- [84.] Wijsmuller, M. (2008). “How Green Can You Make a Tug” in *The 20th International Tug & Salvage Convention and Exhibition*. Singapore. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2008. Day 2. Paper No. 8. pp. 169-171.
- [85.] Wolczko, S. (2014). “Design of an LNG-Powered OSV: A Case Study” in *The 23rd International Tug, Salvage & OSV Convention and Exhibition*. Hamburg. Complete papers and discussions. The ABR Company Ltd., Wiltshire, UK, 2014. Day 3. Paper 7. pp. 237-244.

11.2 BIBLIOGRAFÍA GENERAL

- [1.] ALATEC (2010). Puerto de A Coruña. *Reglamento de Explotación del Puerto Exterior de A Coruña en Punta Langosteira. Capítulo IV – Anexo nº 2. Maniobras con simulador en tiempo acelerado*. Febrero.
- [2.] Allan, R. (1993). “Methods for the preliminary determination of escort tug requirements”, *Proceedings of RINA International Conference, Escort Tugs, Design Construction and Handling*. London.
- [3.] Allan, R. (2000). “The Evolution of Escort Tug Technology... Fulfilling a Promise”, *SNAME Transactions*, Vol. 108. Vancouver, Canada. pp. 99-122.
- [4.] Allan, R. and Molyneux, D. (2004). “Escort tug design alternatives and a comparison of their hydrodynamic performance”, *SNAME paper. Transactions of the Naval Society of Naval Architects*, 112. pp. 191-205.
- [5.] Allan, R.G. (2012). *Escort Winch, Towline, and Tether System Analysis*. PWSRCAC RPF No. 8570.12.01. Final Report. Project 212-030. Revision 4. Prepared for Prince William Sound Regional Citizens’ Advisory Council. Anchorage, AK.
- [6.] Allan, R.G. (2013). *A Review of Best Available Technology in Tanker Escort Tugs*. Project 212-090. Revision 3. Prepared for Prince William Sound Regional Citizens’ Advisory Council. Anchorage, AK.
- [7.] Allan, R.G. (2014a). “The ART of Tug Design”, *Western Mariner*. January. pp. 23-27. Disponible en: <http://www.ral.ca> Última consulta: 22 enero 2017.

- [8.] Allan, R.G. (2014b). *A Review of Best Available Technology for a Sentinel Tug Stationed at Hinchinbrook Entrance*. Project 212-090ST. Revision 1. Prepared for Prince William Sound Regional Citizens' Advisory Council. Anchorage, AK.
- [9.] Allan, R.G. (2017). *A Review of the Proposed New Escort and Support Tugs for Tanker Operations in Prince William Sound*. Project 216-036C. Revision 5. Prepared for Prince William Sound Regional Citizens' Advisory Council. Anchorage, AK.
- [10.] Barker, P. (2014). "Robert Allan introduces LNG tug", *Maritime Journal*. December. Disponible en: <http://www.maritimejournal.com> Última consulta: 09 octubre 2016.
- [11.] Barker, P. (2015a). "Sanmar built LNG terminal tugs - in detail", *Maritime Journal*. August. Disponible en: <http://www.maritimejournal.com> Última consulta: 04 enero 2017.
- [12.] Barker, P. (2015b). "Three more green tugs for Norway", *Maritime Journal*. March. Disponible en: <http://www.maritimejournal.com> Última consulta: 12 octubre 2016.
- [13.] Barker, P. (2016). "Details from Voith on the Carrousel RAVE tug", *Maritime Journal*. May. Disponible en: <https://www.maritimejournal.com> Última consulta: 20 diciembre 2016.
- [14.] Bartels, J.E. and Jürgens, D. (2006). "The Voith Schneider Propeller. Current Applications and New Developments", *Voith Turbo*. Disponible en: <http://www.voith.com> Última consulta: 21 enero 2017.
- [15.] Bretschneider, C. L. (1964). *Generation of waves by wind. State of the Art*. International Summer Course Lunteren, The Netherlands.
- [16.] Brooks, G. (2013). "T Squared Deployed: an advanced escort procedure", *Professional Mariner*. March. Disponible en: <http://www.professionalmariner.com> Última consulta: 24 noviembre 2015.
- [17.] Brooks, G. (n.a.). "Escort planning", *Towing Solutions, Inc.* Disponible en: <http://www.towingsolutionsinc.com> Última consulta: 11 enero 2017.
- [18.] Brooks, G. and Schisler, V.J. (n.a.). "Suggested Tractor Command Language", *Towing Solutions Inc.* Disponible en: <http://www.towingsolutionsinc.com> Última consulta: 11 enero 2017.
- [19.] Brooks, G. and Slough, S.W. (2001). "The Utilization of Escort Tugs in Restricted Waters", *Port Technology International*. 9th edition. pp. 221-229. Disponible en: <http://www.towingsolutionsinc.com> Última consulta: 11 enero 2017.
- [20.] Buksér og Berging (n.a.). "Tug Escort for Emergency Steering and Braking". Disponible en: <http://www.bube.no> Última consulta: 28 enero 2017.
- [21.] Bureau Veritas (2014). *Safety Guidelines for Design, Construction and Operation of Tugs*. Guidance Note NI 617 DT R00 E.

- [22.] Carlton, J.S. (2007). *Marine Propellers and Propulsion*. 2nd edition. Elsevier. Burlington, USA.
- [23.] Cid Bacorelle, D. (2014). *Amarre de buques en reparación: Actuación ante alertas meteorológicas*. Tesis Doctoral. Universidad de A Coruña.
- [24.] Clandillon-Baker, J. (2013). “Whither Towage”, *The Pilot. The Magazine of the United Kingdom Maritime Pilots' Association*. No. 311. January. Disponible en: <http://www.pilotmag.co.uk> Última consulta: 28 enero 2017.
- [25.] Clarke, D. and Wellman, F. (1971). “The stopping of large tankers and the feasibility of using auxiliary braking devices”, *Transactions of the Royal Institution of Naval Architects*. Vol. 113. pp. 139-166.
- [26.] Coles, P. (1999). “Teamwork Makes Rotor Tug a Success”, *Port Technology International*, nº 10. December. pp. 281-286.
- [27.] Collet, R. and Sherman, D. (n.a.). *High Performance Rope Slings*. Samson Rope.
- [28.] Crowley, M. (2006). “Electrify. Electric winches continue to make inroads”, *WorkBoat Magazine*. Disponible en: <http://www.tugmasters.org> Última consulta: 20 enero 2017.
- [29.] Danish Maritime Accident Investigation Board (2015). “Diver Master. Foundering on 4 August 2014”, *Marine Accident Report*. January. pp. 31-32. Disponible en: <http://www.dmaib.com> Última consulta: 26 enero 2017.
- [30.] De Jong, J.H. (2007). “Ship Assist in Fully Exposed Conditions - Joint Industry Project SAFETUG”, *Tugology'07*. Southampton, UK. Day 1 Paper No. 2.
- [31.] De la Campa Portela, R. (2005). “Maritime Casualities Analysis as a Tool to Improve Research About Human Factors on Maritime Environment”, *Journal of Maritime Research*, Vol. II. No. 2. pp. 3-18.
- [32.] Dempke, B. W. (2006). “The hydraulic vs. Electric winch debate continues”, *WorkBoat*. “Mail Bag” letter. Disponible en: <http://www.tugmasters.org> Última consulta: 20 enero 2017.
- [33.] Den Hertog, V.; Harford, K. and Stapleton, R. (2009). “Raptures: Resolving the tugboat Energy Equation”, *Tugology'09*. Amsterdam, The Netherlands. Day 1. Paper No. 3.
- [34.] Det Norske Veritas (2011). *Classification Society Tug Review for PWSRCAC*. Report for Prince William Sound Regional Citizens' Advisory Council. Contract No. 801.11.01. Report No.: 1392NFK-7. Rev. 1.
- [35.] DNVGL (2016a). *Full scale testing of escort vessels*. February. Class Guideline DNVGL-CG-0155. Disponible en: <http://www.dnvgl.com> Última consulta: 06 diciembre 2016.

- [36.] DNVGL (2016b). *Rules for Classification Ships*. January. Part 5. Ship types. Chapter 10. Vessels for special operations. pp. 98-115. Disponible en: <http://www.dnvgl.com> Última consulta: 10 diciembre 2016.
- [37.] Emery, S. (2015). “Astilleros Gondan wins three-tug order”, *IHS Fairplay*. February. Disponible en: <http://fairplay.ihs.com/> Última consulta: 12 octubre 2016.
- [38.] European Tugowner Association & European Maritime Pilot’s Association (2010). *Best Practice/Safety in Harbour Towage and Pilotage*. Disponible en <http://www.nauticalplatform.org> Última consulta: 27 enero 2017.
- [39.] Gaston, J. (2001). “Voith offer New Blades and more Bollard Pull”, *Maritime Journal*. February. p. 39.
- [40.] Gaston, J. (2009). “Damen delivers ‘SD Reliable’ – An important milestone”, *Maritime Journal*. Disponible en: <http://www.maritimejournal.com> Última consulta: 22 mayo 2017.
- [41.] Gaston, J. (2010). “Robert Allan and Voith introduce the RAVE”, *Maritime Journal*. Disponible en: <http://www.maritimejournal.com> Última consulta: 03 enero 2016.
- [42.] Gaston, J. (2014). “ITS full of promise”, *Maritime Journal*. Disponible en: <http://www.maritimejournal.com> Última consulta: 06 febrero 2017.
- [43.] Gaston, J. (2015). “A new generation of Rotortugs”, *Maritime Journal*. Disponible en: <http://www.maritimejournal.com> Última consulta: 10 enero 2017.
- [44.] Gaston, M.J. (1996). *Tugs Today: Modern Vessels and Towing Techniques*. Patrick Stephens Ltd., London.
- [45.] Ghose, J.P. and Gokarn, R.P. (2004). *Basic ship propulsion*. Allied Publishers Pvt. Limited. New Delhi.
- [46.] González Martínez, J.M. (2012). “Remolque Portuario”, *Prácticos de Puerto*. Junio. Año XVI. Número 70.
- [47.] Gray, D.L. (2001). “Development of Tanker Escort Regulations in the United States with Emphasis on the U.S. Pacific Coast”, *World Boat Work Asia*. Singapore International Convention and Exhibition Centre. Baird Publications.
- [48.] Gray, D.L. (2005). *Emergency Escort Tug Maneuvers 375,000 Displacement Tanker Arriving Angels Gate, Los Angeles*. Final Results. Prepared for Pacific Energy Partners, LP. File No. 05084.
- [49.] Gray, D.L. and Hutchison, B.L. (2004). *Study of Tug Escorts in Puget Sound*. Prepared for State of Washington. Department of Ecology. Lacey, Washington. File No. 04075.
- [50.] Günther, P. (2001). “SCHOTTEL Steering and Control Systems”, *Paper for the Millenium Seminar*.

- [51.] Heer, M. (2009). “Integration of the Rudder Propeller into the Ship’s Structure”, *Tugology’09*. Amsterdam, The Netherlands. Day 2. Paper No. 6.
- [52.] Heins, D.; Mozsgai, G. and Tanzarella, A. (n.a.). *Inspection Criteria for HMPE Rope*. Disponible en: <http://www.samsonrope.com> Última consulta: 21 noviembre 2016.
- [53.] Hensen, H. (2003). *Tug Use in Port. A Practical Guide*. The Nautical Institute. 2nd Edition. London.
- [54.] Hensen, H. (2006). *Bow Tug Operations with Azimuth Stern Drive Tugs. Risks and Effectiveness*. The Nautical Institute.
- [55.] Hensen, H.; Merkelbach, D. and Van Wijnen, F. (2013). *Report on Safe Tug Procedures. Based on Pilot, Tug Master and Ship Captains Questionnaires*. Report 20 April.
- [56.] HHP Insight (2016). “First LNG-DF Tug Launched in Spain”, *HHP Insight*. Disponible en: <http://www.hhpinsight.com> Última consulta: 12 octubre 2016.
- [57.] Hutchison, B.L; Gray, D.L. and Jagannathan, S. (1993). “New Insights into Voith Schneider Tractor Tug Capability”, *Marine Technology*. Vol. 30, No. 4. pp. 233-242.
- [58.] Iglesias Baniela, S. (2003). *El remolque en España como parte integral del sistema de seguridad del puerto: criterios, metodología y propuestas de futuro*. Tesis Doctoral. Universidad de A Coruña.
- [59.] Iglesias Baniela, S.; López Varela, P. and Melón Rodríguez, E. (2005a). “Concept and Operation Mode of the Advanced Electronic Control System of Azimuth Propellers in Tugs”, *Journal of Maritime Research*, Vol. II. No. 3. pp. 3-18.
- [60.] Iglesias Baniela, S.; Melón Rodríguez, E. y López Varela, P. (2005b). “Mejoras recientes en el diseño de los remolcadores Tractor Voith: Las hélices cicloidales y su plancha de protección”, *Ingeniería de Mantenimiento Marítimo*. AXOMAGA, Número 9, pp. 50-56.
- [61.] Iglesias Baniela, S. and García Melón, E. (2006). “The Voith Turbo Fin (VTF). A New System To Improve The Performance Of Escort Tractor Voith Tugs”, *The Journal of Navigation*, 59. The Royal Institute of Navigation. pp. 505-519.
- [62.] Iglesias Baniela, S. y López Varela, P. (2006). “La influencia el nuevo sistema de remolque ‘Carrousel’ en la capacidad y seguridad de los remolcadores dotados de propulsión convencional”, *Revista del Instituto de Navegación de España*, nº. pp. 20-31.
- [63.] Iglesias Baniela, S. and Platero Díaz, A. (2008). “The First Escort Tractor Voith Tug with a Bulbous Bow: Analysis and Consequences”, *The Journal of Navigation*, 61. The Royal Institute of Navigation. pp. 143-163.
- [64.] IMO (2010). *Guidelines for Ships operation in Polar Water*. London. Disponible en: <http://www.imo.org> Última consulta: 28 enero 2017.

- [65.] Irving, M. and Short, S. (n.a.). "Intuitive operation and pilot training when using marine azimuthing control devices. Deliverable 4.6. Summarise current operational practice and limitations", *Azipilot*. Disponible en: <http://pilot.ncl.ac.uk> Última consulta: 24 enero 2017.
- [66.] Jansen, M. (2012). *The ART of tugology: Safe escorting duties put in perspective*. Rotor Tug. November.
- [67.] Jansen, M. (2013). "Efficient selection and deployment of terminal tugs", *Port Technology International*. Edition 60. pp. 72-74. Disponible en: <https://www.porttechnology.org> Última consulta: 26 enero 2017.
- [68.] Juergens, D. (2006) "Velox: The first vessel with the Voith Turbo Fin (VTF)", *Port Technology International*. Issue 28. Section 5, Mooring and Berthing. pp. 63-64.
- [69.] Jukola, H. and Castleman, G. E. (1995). "Z-Drive Escort Tug Operating Modes", *Marine Technology*. Vol. 33. No. 3. pp. 193-196.
- [70.] Jürgen, D. and Heinke, H.J. (2009). "Voith Schneider Propeller (VSP) - Investigations of the cavitation behaviour", *First International Symposium on Marine Propulsors*. Trondheim, Norway.
- [71.] Jürgens, D. (2007). "Effiziente Propulsion mit Voith Schneider Propellern", *Voith Turbo*.
- [72.] Jürgens, D. and Caspersen, B. (2007). "Future Voith Water Tractor Development Using Sophisticated Simulation Models", *Tugology'07*. Southampton, UK. Day 1. Paper No. 7. Disponible en: <http://www.tugmasters.org> Última consulta: 27 enero 2017.
- [73.] Jürgens, D. and Palm, M. (2009). "Voith Water Tractor - Improved Manoeuvrability and Seakeeping Behaviour", *Tugology'09*. Amsterdam, The Netherlands. Day 2. Paper No. 9.
- [74.] Kok, F. (1989). "Notes on Harbour Tug Design", *SenW 56STE Jaargang NR7*. pp. 242-246.
- [75.] Kooren, A.M. (2010). *A touch of class*. Rotor Tug. Rotterdam.
- [76.] Kooren, A.M. (2012). *Tugboat with retractable skeg*. Publication patente no. WO2012128632 A1.
- [77.] Kristensen, D.H.; Mott, H.J.; Laible, D.H.; Thompson, A. and Stone, M. (1997). "Acquisition of Tanker Escort and Assist tugs for Newfoundland Transshipment Ltd.", *SNAME Transactions*. Vol. 105. pp. 577-591.
- [78.] Langerak, H. (2009). "Escort Tug - Tow Winch Load Control", *Tugology'09*. Amsterdam, The Netherlands. Day 2. Paper No. 2.

- [79.] Le Chevalier, Y. and Radike, O. (2007). “Voith Water Tractor Maneuver Manual”. *Voith Turbo*. Fuente: <http://www.voith.com> Última consulta: 18 agosto 2016.
- [80.] Lisagor, O.; Donia, S.; and Reynolds, A. (2007). “The Concept Design and Testing of a Proposed 100 Tonne BP Escort Rotor Tug”, *Tugology'07*. Southampton. Day 2. Paper No. 5.
- [81.] Lisagor, O.; Donia, S. and Reynolds, A. (2008). “Concept Design and Testing of a Proposed 100-tonnes Escort Rotor Tug”, *Western Mariner*. February. pp. 22-29.
- [82.] Lisagor, O.; Papuc, A.; Jüergens, D. and Muller, L. (2015). “The Carrousel-RAVE Tug-Design Development of a Unique High-Performance Ship Assist/Escort Tug”, *Tugology'15*. May. London. Day 2. Paper 5.
- [83.] LNG World Shipping (2007). “Robert Allan pushes out escort tug design envelope”. November/December. pp. 46-47.
- [84.] Maritime Journal (2004). “A Sophisticated New Escort Tug Enters Service in Norway”. March. Disponible en: <http://www.maritimejournal.com>. Consulta: 08 agosto 2016.
- [85.] Maritime Journal (2005a). “A New Compact Escort tug for Ostensjø”. March. Disponible en: <http://www.maritimejournal.com> Última consulta: 15 septiembre 2016.
- [86.] Maritime Journal (2005b). “The First Damen Compact Tug in Europe”. May. Disponible en: <http://www.maritimejournal.com> Última consulta: 22 mayo 2017.
- [87.] Maritime Journal (2011). “New tugs for Shetland: Late but worth the wait”. March. Disponible en: <http://www.maritimejournal.com> Última consulta: 10 enero 2017.
- [88.] Maritime Journal (2012a). “Far reaching report on the Fairplay 22 accident”. April. Disponible en: <http://www.maritimejournal.com> Última consulta: 03 enero 2017.
- [89.] Maritime Journal (2012b). “Is the Industry ready for EDDY?” May. Disponible en: <http://www.maritimejournal.com> Última consulta: 03 enero 2017.
- [90.] Maritime Journal (2013). “Sanmar completes the world’s first LNG tug”. November. Disponible en: <http://www.maritimejournal.com> Última consulta: 15 noviembre 2016.
- [91.] Maritime Journal (2014). “World’s first LNG powered is delivered”. February. Disponible en: <http://www.maritimejournal.com> Última consulta: 15 noviembre 2016.
- [92.] Markey (n.a.) “Choosing between electric and hydraulic power for modern winch applications”. Disponible en: <http://www.markeymachinery.com> Última consulta: 11 noviembre 2014.
- [93.] Menéndez Menéndez, A. (1964). *El Contrato de Remolque*. Biblioteca Tecnos de Estudios Jurídicos. Madrid
- [94.] Merrick, J.R.W. (2002). “Evaluation of Tug Escort Schemes Using Simulation of Drifting Tankers”, *Simulation*, Vol. 78. Issue 6. pp. 380-388.

- [95.] Ministerio de Fomento. Puertos del Estado (2000). *ROM 3.1-99. Proyecto de la Configuración Marítima de los Puertos; Canales de Acceso y Áreas de Flotación*. Disponible en: <http://www.puertos.es> Última consulta: 02 diciembre 2016.
- [96.] Ministerio de Fomento. Puertos del Estado (2011). *Niveles de referencia del nivel del mar*. Disponible en: <http://www.puertos.es> Última consulta: 07 diciembre 2016.
- [97.] Ministerio de Fomento. Puertos del Estado. Autoridad Portuaria de A Coruña (2009). *Prescripciones Particulares del Servicio Portuario Básico de Remolque de Buques en el Puerto de A Coruña*. Aprobadas por el Consejo de Administración en sesión de 16 de diciembre de 2009. p. 9-10. Disponible en: <http://www.puertocoruna.com> Última consulta: 27 diciembre 2016.
- [98.] Ministerio de Fomento. Puertos del Estado. Autoridad Portuaria de A Coruña (2015). *Prescripciones Particulares del Servicio Portuario Básico de Practicaje en el Puerto de A Coruña*. Aprobado en el Consejo de Administración de 12 marzo de 2008, modificado el 29 de junio de 2009, el 16 de diciembre de 2014 y 12 de marzo de 2015. Disponible en: <http://www.puertocoruna.com> Última consulta: 27 diciembre 2016.
- [99.] Morriën, A.B. and Vulder, J.H. (n.a.). "Tugs: Decision Making through Simulation", *Port Technology International*, 8th edition, 5. pp. 179-183.
- [100.] Nienhuis, U. (1992). *Analysis of thruster effectivity for dynamic positioning and low speed manoeuvring*. PhD thesis.
- [101.] OCIMF (2008). *Mooring Equipment Guidelines*, 3rd Ed., (MEG-3), Oil Companies International Marine Forum, Witherby Seamanship Int, Livingston, UK.
- [102.] Oomkens, T. (2015). "In Depth: Hybrid Rotortug - the Well Cultivated Green Tug Revolution", *World Maritime News*. April. Disponible en: <http://www.worldmaritimenews.com> Última consulta: 03 enero 2017.
- [103.] Pérez Rojas, L.; Sarasquete, A.; González, L. y Pérez Arriba, F. (2007). "Una nueva serie sistemática de propulsores en tobera", *46^a Congreso de Ingeniería Naval e Industria Marítima*. Sevilla.
- [104.] Phillips, M. and Allan, R. G. (2003). *An Evaluation of Local Escort and Rescue Tug Capabilities in Juan de Fuca Strait*. Project 213-063. Revision 3. Prepared for Trans-Mountain Pipeline ULC Calgary, AB.
- [105.] Popular Mechanics (1946). "Egg-Beater Propeller Boosts Speed of Test Ship by One Third", August. p. 147.
- [106.] Pulido Begines (1996). *Los contratos de remolque marítimo*. J.M. Bosch Editor, Barcelona.
- [107.] Radisic, Z. (2003). "Principal types and characteristics of harbour tugs", *Integrated Transport Review*. U.D.C. 656.618. Promet - Traffic, Vol. 15, No. 6, pp. 381-386.

- [108.] Ratcliff, A.J.T. (2003). *A Study of the Hydrodynamic Performance of Voith-Schneider Propelled Escort Tugs*. Thesis. The University of British Columbia. pp. 33-42.
- [109.] Reid, G. H. (1992). *Primer of Towing*. Cornell Maritime Press, Centreville, Maryland.
- [110.] Robert Allan, Ltd. (2010). “Duo of RASTAR 3800 Class Tugs from Robert Allan Ltd.” January. Disponible: <http://www.ral.ca> Última consulta: 26 septiembre 2016.
- [111.] Robert Allan, Ltd. (2012). “Robert Allan Ltd. And Rotortug (KST) B.V. sign cooperative agreement for future Rotor Tug development”. Disponible en: <http://www.ral.ca> Última consulta: 13 febrero 2017.
- [112.] Robert Allan, Ltd. (2013). “Bureau Veritas Approve Robert Allan Ltd. Standardized CFD Analysis Methodology for Escort Notation Certification”. Disponible en: <http://www.ral.ca> Última consulta: 14 enero 2017.
- [113.] Robert Allan, Ltd. (2014). “A New Angle on LNG-Fuelled Tugs”. November. Disponible en: <http://www.ral.ca> Última consulta: 02 diciembre 2017.
- [114.] Robert Allan, Ltd. (n.a.a). “RANGLer Series”. Disponible en: <http://www.ral.ca> Última consulta: 09 octubre 2016.
- [115.] Robert Allan, Ltd. (n.a.b). “Tugs with alternative/hybrid energy sources”. Disponible en: <http://www.ral.ca> Última consulta: 12 octubre 2016.
- [116.] Rodrigo de Larrucea, J. (2009). “Aspectos de la Seguridad Marítima en Buques Remolcadores”. Universidad Politécnica de Cataluña. Disponible en: <https://upcommons.upc.edu> Última consulta: 24 marzo 2016.
- [117.] Rolls-Royce (2004). “Dynamics ship assist and escort towing”, *Ulstein Aquamaster azimuth thrusters. Tugboat concept*.
- [118.] Rowe, R.W. (1996). *The Shiphandler's Guide*. The Nautical Institute. London.
- [119.] Saari, E. (2015). *Escort Towing in Finland. Now and in the Future*. Thesis for Bachelor of Marine Technology. Turku.
- [120.] Samson (2007). *HMPE Ropes and Chocks - Closed vs. Roller*. Samson Technical Bulletin. Disponible en: <http://www.samsonrope.com> Última consulta: 14 enero 2017.
- [121.] Samson (2011a). *Commercial Marine. Product and Technical Guide*. Samson Rope Technologies. Disponible en: <http://www.samsonrope.com> Última consulta: 14 enero 2017.
- [122.] Samson (2011b). *Innovative Chafe Protection Solutions and Hardware for High Performance Ropes*. Samson Rope. Disponible en: <http://www.samsonrompe.com> Última consulta: 21 noviembre 2016.
- [123.] Samson (2012a). *Rope Selection, Usage, and Retirement*. Commercial Marine. Disponible en: <http://www.samsonrope.com> Última consulta: 21 octubre 2016.

- [124.] Samson (2012b). *Tug Boat Messenger Line Attachment*. Samson Technical Bulletin. Revised April 2013. Disponible en: <http://www.samsonrope.com> Última consulta: 14 enero 2017.
- [125.] Samson (2014). *Vessel Mooring System*. Samson Rope Technologies. Disponible en: <http://www.samsonrope.com> Última consulta: 21 noviembre 2016.
- [126.] Sanmar (2013). “Sanmar Shipyard Completes M/T Borgøy, Worlds’s First LNG-Powered tugboat”. Disponible en: <http://www.sanmar.com.tr> Última consulta: 08 octubre 2016.
- [127.] Schisler, V. J. and Brooks, G. (2001). “Team Towing: Using relatively small tractors on heavy ships”, *Professional Mariner*, nº 58. Disponible en: <http://www.towingsolutionsinc.com> Última consulta: 11 enero 2017.
- [128.] Schottel (2001). *Schottel A.S.D.-Tug. Manoeuvring Instructions*. Schottel for Shipping World. Ref. Sheet 13.
- [129.] Schottel (n.a.). *Steering a tractor. A simplified explanation about behaviour of a free-sailing rudderpropelled tractor tug*. Schottel for Shipping World. Ref. Sheet 015/01.
- [130.] Schottel GmbH (2014). *Schottel Navigator. The complete propulsion unit*. Disponible en: <https://www.schottel.de> Última consulta: 24 enero 2017.
- [131.] Shipownersclub (2015). *Tugs and Tows. A Practical Safety and Operational Guide*. Disponible en: <https://www.shipownersclub.com> Última consulta: 25 enero 2017.
- [132.] Simone, O. B. (1987). *Compendio de Derecho de la Navegación*. Ediciones Depalma. Buenos Aires.
- [133.] SIPORT 21 (2013). *Simulación de Maniobras de Petroleros de 300.000 TPM en las Nuevas Instalaciones Portuarias de Punta Langosteira (Puerto de A Coruña)*. Autoridad de A Coruña. Abril. Informe Final. Rev. 02.
- [134.] Slough, S.W. and Brooks, G. (2000). “Escorting Ships with Tractor Tugs”, *Professional Mariner*, nº 50. Disponible en: <http://www.towingsolutionsinc.com> Última consulta: 13 enero 2017.
- [135.] Smoker, B. (2012). *Escort Tug Performance Prediction: A CFD Method*. Thesis. University of Victoria.
- [136.] SNAME (1988). *Principles of Naval Architecture. Second Revision*. Volume II. Jersey City. Edward V. Lewis, Editor.
- [137.] Snyder, J. (2013). “Athena & Apollo. Seabulk Towing gets two capable docking tugs also outfitted for towing”, *Professional Mariner*. June. Disponible en: <http://www.professionalmariner.com> Última consulta: 22 enero 2017

- [138.] Snyder, J. and Gauvin, B. (2012). “Moran acquires the first of a new class of broad-beam docking tugs”, *Professional Mariner*. June. Disponible en: <http://www.professionalmariner.com> Última consulta: 14 enero 2017
- [139.] Stein, E. (2014). *The History of Theoretical, Material and Computational Mechanics Mathematics Meets Mechanics and Engineering*. Ed. Springer. Hannover, Germany.
- [140.] Sturmhofel, U. and Bartels, J. E. (2000). “Voith Water Tractor. The Hallmark of Improved Ship Safety”, *Port Technology International*. 10th edition. pp. 271-275.
- [141.] The Motorship (2013). “The first tugs with pure gas propulsion”. December. Disponible en: <http://www.motorship.com> Última consulta: 08 octubre 2016.
- [142.] Toivola, J. (2009). “Equipment and Operational Issues for Terminal and Escort Work in Ice Conditions”, *Tugology'09*. Amsterdam, The Netherlands. Day 2. Paper No. 7.
- [143.] Tugs Towing & Offshore Newsletter. Special Eddy 1 Tug. (2014). “*Compilation of previously issued newflashes, showing the progress of Eddy Tug from May 2012 to May 2014*”. 15th Volume, Special No. 02.
- [144.] United Kingdom Maritime Pilot's Association (n.a.). *Pilot vessels fitted with Azimuthing Control Devices (ACD's)*.
- [145.] Van der Laan, M. and Kraaijeveld, K. (2007). “SafeWinch tackles slack wires and peak loads”, *Tugology'07*. Southampton, UK. Day 2. Paper No. 2.
- [146.] Van Hoorn, B. (2013). “Safe tug: from a tug master's point of view”, *International Tug & OSV*. July/August. pp. 90-91.
- [147.] Van Kasteren, J. (2012). *The ART of tugology: the ultimate balance between safe ship assist and safe escort duties*. Rotor Tug. October.
- [148.] Voith (2006). “Voith Turbo Fin. More Safety During Escorting”, *Voith Turbo Marine*. Disponible en: <http://www.voith.com> Última consulta: 21 enero 2017.
- [149.] Voith (2012a). “The Intelligent Propulsion System for Safe Shipping”, *Voith Schneider Propeller*. Disponible en: <http://www.voith.com> Última consulta: 10 enero 2017.
- [150.] Voith (2012b). “Voith and Robert Allan implement new tug concept”. April. Disponible en: <http://www.voith.com> Última consulta: 03 enero 2017.
- [151.] Voith (2013). “Precise and Safe Maneuvering”, *Voith Schneider Propeller*. Disponible en: <http://www.voith.com> Última consulta: 20 diciembre 2016.
- [152.] Voith (2014). “More than a Tug”, *Voith Water Tractor*. Fuente: <http://www.voith.com> Última consulta: 05 enero 2017.
- [153.] Voith (n.a.). “Voith-Schneider Propeller. Safety for your ship”. Disponible en: <http://www.voithturbo.com> Última consulta: 08 marzo 2005.
- [154.] Voith Hydro Marine Technology (n.a.) “Safeguard of Tankers by Voith Water Tractors”. Disponible en: <http://www.marcon.com> Última consulta: 05 enero 2017.

- [155.] Volpenhein, K. and Collett, R. (2009). *When Should a Towline Be Retired? Chafe protection and twist and how to recognize their impact*. Samson Rope Technologies, Ferndale (USA). Disponible en: <http://www.samsonrope.com> Última consulta: 21 noviembre 2016.
- [156.] Wingard, P.A. and Gray, D.L. (1997). *Report of Results from Strait of Georgia Full-Scale Trials Arco Juneau-Lindsey Foss*. Prepared for BP Oil Shipping Company. Cleveland. Ohio. File No. 97022.

11.3 ARTÍCULOS DE PRENSA RELACIONADOS CON EL PUERTO DE LA CORUÑA

- [1.] Mouzo, E. (2016a). El “Max Jacob” ya está al abrigo del puerto exterior. *La Voz de Galicia*, 23 de diciembre de 2016. Disponible en: <http://www.lavozdeg Galicia.es> Última consulta: 24 diciembre 2016.
- [2.] Mouzo, E. (2016b). Un gigantesco petrolero con avería busca refugio en Langosteira. *La Voz de Galicia*, 23 de diciembre de 2016. Disponible en: <http://www.lavozdeg Galicia.es> Última consulta: 24 diciembre 2016.
- [3.] Revista Naval (2012). El LHD «Canberra» y el «Blue Marlin» ya están en el puerto exterior de A Coruña. *Revista Naval*, 03 de agosto de 2012. Disponible en: <http://www.revistanaval.com> Última consulta: 17 diciembre 2016.
- [4.] Vázquez, V. (2012). Comienza el viaje del primer tráfico comercial del puerto exterior de A Coruña. *La Voz de Galicia*, 28 de septiembre de 2012. Disponible en: <http://www.lavozdeg Galicia.es> Última consulta: 17 diciembre 2016.

11.4 INTERNET

11.4.1 PÁGINAS WEB CONSULTADAS

- [1.] <http://cma.puertocoruna.com>
- [2.] <http://global.kawasaki.com>
- [3.] <http://shipownersclub.com>
- [4.] <http://www.aka-group.com>
- [5.] <http://www.arabianoilandgas.com>
- [6.] <http://www.astillerosarmon.com>
- [7.] <http://www.becker-marine-systems.com>
- [8.] <http://www.bube.no>

- [9.] <http://www.cflymarine.com>
- [10.] <http://www.damen.com>
- [11.] <http://www.damenmc.nl>
- [12.] <http://www.dmaib.com>
- [13.] <http://www.dougie-coull-photography.com>
- [14.] <http://www.flickriver.com/>
- [15.] <http://www.foss.com>
- [16.] <http://www.gondan.com>
- [17.] <http://www.hhpinsight.com>
- [18.] <http://www.holland-shipyards.com>
- [19.] <http://www.imo.org>
- [20.] <http://www.japanham.com/en>
- [21.] <http://www.jpknight.com>
- [22.] <http://www.marinelink.com>
- [23.] <http://www.marinetraffic.com>
- [24.] <http://www.maritimejournal.com>
- [25.] <http://www.maritimepropulsion.com>
- [26.] <http://www.markeymachinery.com>
- [27.] <http://www.meteogalicia.com>
- [28.] <http://www.motorship.com>
- [29.] <http://www.nauticalplatform.org>
- [30.] <http://www.nautican.com>
- [31.] <http://www.ngc-marine.com>
- [32.] <http://www.pellaship.ru/en/>
- [33.] <http://www.pilotmag.co.uk>
- [34.] <http://www.polandatsea.com>
- [35.] <http://www.porttechnology.org>
- [36.] <http://www.professionalmariner.com>
- [37.] <http://www.puertocoruna.com>
- [38.] <http://www.puertos.es>
- [39.] <http://www.ral.ca>
- [40.] <http://www.rotortug.com>
- [41.] <http://www.samsonrope.com>
- [42.] <http://www.sanmar.com.tr/>
- [43.] <http://www.schottel.de>
- [44.] <http://www.schottel.de>
- [45.] <http://www.shipspotting.com>

- [46.] <http://www.ship-technology.com>
- [47.] <http://www.thrustmaster.net>
- [48.] <http://www.towingline.com>
- [49.] <http://www.towingsolutionsinc.com>
- [50.] <http://www.tugboatinformation.com>
- [51.] <http://www.tugboats.de>
- [52.] <http://www.tugmasters.org>
- [53.] <http://www.vdvelden.com>
- [54.] <http://www.vesselfinder.com>
- [55.] <http://www.voith.com>
- [56.] <http://www.westernmariner.com>
- [57.] <http://www.wikiwand.com>
- [58.] <http://www.worldmaritimenews.com>

11.4.2 SOCIEDADES DE CLASIFICACIÓN

- [59.] <http://www.iacs.org.uk> (IACS – International Association of Classification Societies)

Miembros de pleno derecho

- [60.] <http://www.eagle.org> (ABS – American Bureau of Shipping)
- [61.] <http://www.veristar.com> (BV – Bureau Veritas)
- [62.] <http://www.ccs.org.cn> (CCS – China Classification Society)
- [63.] <http://www.crs.hr> (CRS – Croatian Register of Shipping)
- [64.] <http://www.dnvgl.com> (DNVGL – Det Norske Veritas Germanischer Lloyd)
- [65.] <http://www.irclass.org> (IRS – Indian Register of Shipping)
- [66.] <http://www.krs.co.kr> (KRS – Korean Register of Shipping)
- [67.] <http://www.lr.org> (LR – Lloyd’s Register of Shipping)
- [68.] <http://www.classnk.or.jp> (NK – Nippon Kaiji Kyokai)
- [69.] <http://www.prs.pl> (PRS – Polish Register of Shipping)
- [70.] <http://www.rina.org> (RINA- Registro Italiano Navale)
- [71.] <http://www.rs-class.org> (RS- Russian Maritime Register of Shipping)

11.4.3 ORGANIZACIONES INTERNACIONALES

- [72.] <http://www.atsb.gov.au> [Australian Marine Incident Investigation Unit (MIIU)]
- [73.] <http://www.empa-pilots.eu> [European Marine Pilots Association (EMPA)]

- [74.] <http://www.gov.uk/maib-reports> [Marine Accident Investigation Branch (MAIB)]
- [75.] <http://www.iami.info> The International Association of Maritime Institutions (IAM I)]
- [76.] <http://www.iaphworldports.org/> [International Association of Ports and Harbors (IAPH)]
- [77.] <http://www.ics-shipping.org> [International Chamber of Shipping (ICS)]
- [78.] <http://www.imo.org> [International Maritime Organization (IMO)]
- [79.] <http://www.impahq.org> [International Maritime Pilots' Association (IMPA)]
- [80.] <http://www.marine-salvage.com> [International Salvage Union (ISU)]
- [81.] <http://www.nts.gov> [United States National Transportation Safety Board (NTSB)]
- [82.] <http://www.rin.org.uk> [Royal Institute of Navigation (RIN)]
- [83.] <http://www.rina.org.uk> (The Royal Institution of Naval Architects)
- [84.] <http://www.sname.org> (SNAME - Society of Naval Architects and Marine Engineers, USA)
- [85.] <http://www.tsb.gc.ca> (Transportation Safety Board of Canada)
- [86.] <http://www.uscg.mil> [United States Coast Guard (USCG)]
- [87.] <http://www.wmu.se> (World Maritime University)